

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**

**Fakulta strojní**

**Institut dopravy**

**Studie vozíku pro tažení přívěsu**

Study of trailer towing vehicle

Student:

Bc. Jakub Černoch

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Michal Richtář, Ph.D.

Ostrava 2018

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Institut dopravy

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Černoch**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2301T003 Dopravní technika a technologie  
Specializace: 20 Silniční doprava  
Téma: Studie vozíku pro tažení přívěsu  
Study of Trailer Towing Vehicle  
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Cílem práce výpočet vypracovat studii vozíku pro tažení přívěsu mimo pozemní komunikace.

Osnova:

1. Úvod.
2. Teoretický rozbor problému.
3. Návrh a definice koncepce.
4. Výpočet vybraných parametrů.
5. Závěr.

Seznam doporučené odborné literatury:

Matějka, R. Vozidla silniční dopravy I. Bratislava: Alfa Bratislava, 1990. ISBN 80-05-00392-7.  
Matějka, R. Vozidla silniční dopravy II. Bratislava: alfa Bratislava, 1990, ISBN 80-7100-074-4.  
Kovanda, J., Resl, I., Socha, J.: Konstrukce automobilů. Praha: ČVUT Praha, 1997. 120 pp., ISBN 80-01-01624-2.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Richtář, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.  
vedoucí katedry





doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### Místopřisežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 21.5. 2018

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- было с́еднано, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- было с́еднано, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 21. 5. 2018

.....  
podpis studenta

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Bc. Jakub Černoch

Petřvald č. 130

742 60 Petřvald u Nového Jičína

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ČERNOCH, J. *Studie vozíku pro tažení přívěsu: diplomová práce.*

Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2018, 89 s.

Vedoucí práce: Richtář, M.

Diplomová práce se zabývá studií vozíku k tažení přívěsu. Úvod této práce obsahuje klasifikaci přívěsů. V další části práce je seznámení s projektem Formula Student, technickými parametry vozu a přívěsu. Dále je proveden návrh a definice různých koncepcí vozíku k tažení přívěsu včetně výhod a nevýhod. V praktické části je uveden výpočet vybraných parametrů, potřebných k vytvoření 3D modelu vozíku. Z tohoto modelu byly získány technické parametry modelu vozíku. Posledním krokem práce je otestování tohoto modelu vozíku z hlediska stability.

**Klíčová slova:** vozík; přívěs; studie; vozík k tažení přívěsu; formule; formula student; stabilita

## ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

ČERNOCH, J. *Study of trailer towing vehicle: diploma thesis.*

Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of engineering, Institute of transport, 2018, 89 p. Thesis head: Richtář, M.

This thesis deals with study of trailer towing vehicle. Introduction of this work include trailers classification. In next part of work is familiarization with the project of Formula Student, technical parameters of formula car and trailer. In the next is suggestion and conception of different solutions of trailer towing vehicle and their advantages and disadvantages. The practical part is mentioned calculation of selected parameters, which are needed to create a 3D model of vehicle. Technical parameters of trailer towing vehicle was acquired from this 3D model. The last step of the work is testing of this model of vehicle in terms of stability.

**Key words:** carriage; trailer; study; trailer towing vehicle; formule; formula student; stability

## Obsah

<b>1. Úvod.....</b>	<b>9</b>
<b>2. Legislativa .....</b>	<b>10</b>
2.1. Základní rozdělení silničních vozidel .....	11
2.2. Kategorie silničních vozidel .....	12
2.3. EHK předpisy pro přípojná vozidla .....	13
<b>3. Teoretický rozbor problému .....</b>	<b>13</b>
3.1. Formula Student .....	15
3.2. Závodní disciplíny .....	16
3.2.1. Technická přejímka .....	16
3.2.2. Statické disciplíny .....	17
3.2.3. Dynamické disciplíny .....	18
3.2.4. Souhrn bodového ohodnocení v jednotlivých disciplínách.....	19
3.3. Technické parametry vozu formule .....	20
3.4. Technické parametry přípojného vozidla .....	21
3.5. Existující vozíky pro tažení přívěsu .....	22
<b>4. Návrh a definice koncepce .....</b>	<b>24</b>
4.1. Rám.....	24
4.2. Podvozek .....	24
4.3. Pohon .....	27
4.4. Zdroj energie.....	28
4.5. Přenos sil na kola .....	29
4.6. Brzdění vozíku.....	29
4.7. Ovládání.....	30
4.8. Zapojení přípojného vozidla .....	30
<b>5. Výpočet vybraných parametrů .....</b>	<b>31</b>
5.1. Předpoklady použití matematického modelu .....	31
5.2. Stanovení souřadného systému.....	31
5.3. Rovnováha vnějších sil působících na vozidlo .....	32
5.3.1. Rovnováha sil ve směru osy $x$ .....	32
5.3.2. Rovnováha sil ve směru osy $z$ .....	33
5.3.3. Jízdní odpory .....	33

5.4.	Výpočet požadované hnací síly a hnacího momentu.....	37
5.4.1.	Předpoklady pro výpočet.....	37
5.4.2.	Rovnoměrný pohyb po rovině.....	38
5.4.3.	Rovnoměrný pohyb do svahu.....	40
5.4.4.	Rozjezd po rovině.....	41
5.4.5.	Rozjezd do svahu .....	43
5.4.6.	Přehled parametrů pro jednotlivé režimy jízdy .....	45
5.5.	Mechanika styku kolo-vozovka.....	46
5.5.1.	Výpočet adhezní síly .....	48
5.6.	Volba motoru.....	49
5.6.1.	Technické parametry motoru .....	49
5.7.	Volba planetové převodovky.....	51
5.7.1.	Technické parametry planetové převodovky .....	52
5.8.	Základní výpočty pro volbu řetězového převodu .....	53
5.8.1.	Vstupní hodnoty pro návrh řetězového převodu .....	53
5.8.2.	Určení velikosti a typu řetězu.....	53
5.8.3.	Volba počtu zubů malého řetězového kola .....	54
5.8.4.	Počet zubů velkého řetězového kola .....	54
5.8.5.	Doplňující výpočty řetězového převodu .....	54
5.8.6.	Kontrola řetězu z hlediska bezpečnosti proti přetržení .....	56
5.8.7.	Výpočet počtu článků řetězu .....	58
5.8.8.	Výpočet délky řetězu.....	58
5.8.9.	Výpočet skutečné osové vzdálenosti řetězových kol .....	58
5.8.10.	Shrnutí výsledných parametrů řetězového převodu .....	58
5.8.11.	Výsledná hodnota hnací síly na kolech .....	58
5.9.	Výpočet průměru hřídele pro přenos sil na kola.....	59
5.9.1.	Schéma zatížení hřídele.....	59
5.9.2.	Ohybový moment hřídele.....	60
5.9.3.	Redukovaný moment.....	60
5.9.4.	Minimální průměr hřídele .....	60
5.10.	Volba akumulátoru.....	61
5.10.1.	Technické parametry zvoleného akumulátoru.....	62
<b>6.</b>	<b>3D model uvažované koncepce.....</b>	<b>63</b>

6.1.	Hlavní rám .....	64
6.1.1.	Pevnostní analýza rámu .....	65
6.2.	Rám motoru a převodovky .....	66
6.3.	Zadní náprava .....	66
<b>7.</b>	<b>Stabilita vozíku .....</b>	<b>67</b>
7.1.	Poloha těžiště .....	67
7.2.	Podélná stabilita při působení hnacího momentu .....	68
7.2.1.	Jízdní odpory pro výpočet stability .....	68
7.2.2.	Zatížení náprav při působení hnacího momentu na vodorovné vozovce .....	69
7.2.3.	Zatížení náprav při působení hnacího momentu při jízdě do stoupání .....	70
7.2.4.	Přehled jednotlivých zatížení náprav při různých režimech jízdy .....	72
7.3.	Podélná stabilita při brzdění .....	75
7.3.1.	Zatížení náprav během brzdění při jízdě na vodorovné vozovce .....	76
7.3.2.	Zatížení náprav během brzdění při jízdě ze svahu .....	77
7.3.3.	Přehled jednotlivých zatížení náprav při brzdění při různých režimech jízdy ...	78
7.4.	Příčná stabilita při jízdě zatáčkou .....	79
<b>8.</b>	<b>Závěr .....</b>	<b>83</b>
	<b>Použitá literatura a zdroje: .....</b>	<b>86</b>



## 1. Úvod

Přípojná vozidla, jako jsou přívěsy, návěsy, přívěsné vozíky apod. jsou již po staletí hojně využívána k přepravě nákladu, zboží ale i osob nebo zvířat. Důvodem proč byla přípojná vozidla vynalezena a také proč jsou používána stále ve větší míře je rostoucí potřeba přepravy, jejíž objem či hmotnost převyšuje přepravní kapacity motorových silničních vozidel.

Přeprava nákladu pomocí přípojného vozidla se ve velké míře využívá v oblasti motorsportu, kde si jednotlivé týmy s sebou do místa konání závodu vozí ohromnou zásobu náhradních dílů ke svým závodním vozům. Navíc drtivá většina závodních prototypových vozů není uzpůsobena k vlastní jízdě po veřejných pozemních komunikacích a to zejména z hlediska homologace a legislativních požadavků a proto je nutno využívat přípojná vozidla také k přepravě těchto speciálních vozů.

Z pohledu přepravy závodního vozu a komponent po veřejných pozemních komunikacích tomu není jinak ani v případě týmu Formula Student VŠB-TU Ostrava, který se se svým závodním vozem formulového typu pravidelně účastní závodů v rámci projektu Formula SAE/Student. Mimo veřejné pozemní komunikace však může být manipulace s přívěsem se závodní formulí uvnitř z důvodu poměrně velkých hmotností komplikovaná, například v situacích, kdy není k dispozici tažné motorové silniční vozidlo. K řešení této problematiky již na trhu existují různé aplikace, které slouží k manipulaci s přívěsem při absenci tažného vozidla, avšak tato zařízení mají jisté nevýhody nebo vlastnosti, které nevyhovují požadavkům týmu Formula student VŠB-TU Ostrava.

Jako téma své diplomové práce jsem si proto zvolil studii vozíku pro tažení přívěsu, jejíž cílem je řešení problematiky z hlediska návrhu motorového vozíku k tažení konkrétního přívěsu týmu Formula student VŠB-TUO za účelem usnadnění manipulace s vozem formule uvnitř přívěsu jak v rámci areálu VŠB-TUO, tak během závodů v soutěži Formula Student. V prvních bodech této práce bude zpracován bližší pohled na projekt Formula Student, podstatu a nároky této soutěže. Následovat bude přehled technických parametrů jak závodního vozu formule, tak i uvažovaného přívěsu. Na základě těchto údajů budou stanoveny vstupní podmínky, které povedou ke stanovení uvažované koncepce vozíku. Poté budou následovat výpočty vybraných parametrů, které poslouží k realizaci přibližného 3D modelu uvažovaného vozíku, jehož technické parametry poslouží k otestování modelu z hlediska jízdní stability.

## 2. Legislativa

Ze všeho nejdříve je potřeba zodpovědět otázku ve smyslu požadavky a nároky z hlediska legislativy při provozování silniční dopravy, která musí být kladena na téma této diplomové práce. Veškerá studie vozíku pro tažení přívěsu i návrh koncepce jsou určeny zejména ke zjednodušení manipulace s přívěsem a jeho tažením výhradně mimo veřejné pozemní komunikace. Z tohoto důvodu tento tažený vozík nepodléhá plnění jakýchkoliv legislativních ani homologačních norem. Na druhou stranu v této studii je uvažováno s přívěsem (obr. č. 1), do kterého bývá naložen a následně pomocí motorového silničního vozidla také přepravován závodní vůz studentské formule z areálu VŠB-TU Ostrava na místo konání závodů a zase zpátky. Jelikož je nutné uvažovaný přívěs provozovat i na veřejných pozemních komunikacích, je nezbytné, aby vyhovoval dle platných legislativních požadavků.

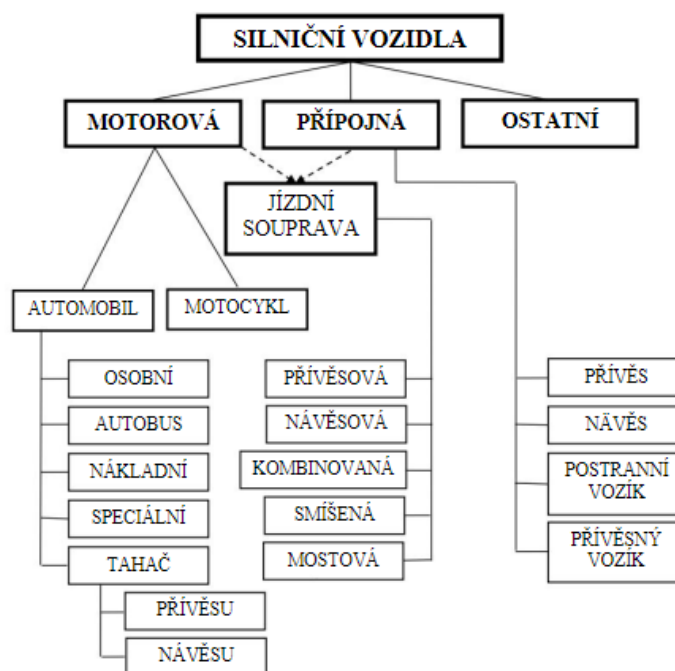


*Obr. č. 1 – Přívěs týmu Formula Student VŠB-TU Ostrava pro přepravu závodního vozu*

*Zdroj: [Vlastní zpracování]*

Následující část obsahuje celkovou kategorizaci silničních vozidel a přehled EHK předpisů zabývajících se homologačními požadavky na přípojná vozidla.

## 2.1. Základní rozdělení silničních vozidel



Obr. č. 2 – Základní rozdělení silničních vozidel

Zdroj: [27]

- **Přípojně vozidlo**

Přípojná vozidla spadají do kategorie silničních vozidel, přestože nejsou vybavena zdrojem tažné síly, a tudíž nejsou schopny se samy pohybovat. Jsou to tedy silniční nemotorová vozidla určena k tažení jiným motorovým vozidlem, s nímž je spojeny do jízdní soupravy. Pro účely této studie bude jako přípojně silniční vozidlo uvažován přívěs.

- **Přívěs**

Přívěs je nemotorové, silniční, přípojně vozidlo, které je určeno k tažení jiným vozidlem, které je vybaveno vlastním motorem a tudíž i zdrojem tažné síly. Mezi taková vozidla patří například osobní automobil, tahač přívěsů či traktor.

- **Návěs**

Návěs je stejně jako přívěs nemotorové, silniční, přípojně vozidlo, které je určeno k tažení jiným vozidlem, které je vybaveno vlastním motorem. Rozdíl oproti přívěsu však spočívá v tom, že v případě přívěsu je na tažné vozidlo přenášena daleko menší část tíhy přívěsu než u návěsu.

- **Postranní vozík**

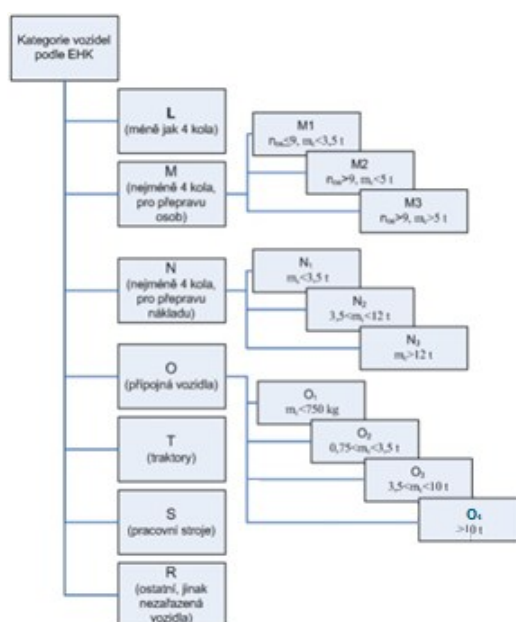
Postranní vozík je přípojný vozík k přepravě osob či nákladu, který je připojen k motocyklu.

- **Jízdní souprava**

Jízdní souprava je souprava složená z jednoho či více motorových vozidel a jednoho či více nemotorových přípojných vozidel. Taková souprava bývá nejčastěji přívěsová, návěsová nebo kombinovaná. Vzhledem k použití silničního vozidla pro tuto studii v podobě přívěsu, bude se tedy svým způsobem jednat o přívěsovou jízdní soupravu.

## 2.2. Kategorie silničních vozidel

Přípojná vozidla se kromě svého zařazení do kategorie silničních vozidel dále dělí jednotlivé kategorie přípojných vozidel dle EHK.



Obr. č. 3 – Kategorie silničních vozidel dle EHK

Zdroj: [26] + vlastní zpracování

Každé nové silniční vozidlo, přípojná vozidla nevyjímaje, musí být před jeho uvedením do provozu homologováno. Toto se týká samozřejmě i konkrétního přívěsu uvažovaného v této studii. Pravidla pro splnění homologačních požadavků jsou obsažena v dokumentu s názvem *Dohoda o přijetí jednotných technických pravidel pro kolová vozidla, zařízení a části, které se mohou montovat nebo užívat na kolových vozidlech a o podmínkách pro vzájemné uznávání homologací, udělených na základě těchto pravidel*, která vznikla v Ženevě roku 1958. Součástí této dohody jsou i následující EHK předpisy týkající se přípojných vozidel.

### **2.3. EHK předpisy pro přípojná vozidla**

- EHK č. 3 - Jednotná ustanovení pro homologaci odrazek pro motorová vozidla a jejich přípojná vozidla
- EHK č. 4 - Jednotná ustanovení pro homologaci zařízení pro osvětlení zadních registračních tabulek motorových vozidel (s výjimkou motocyklů) a jejich přípojných vozidel
- EHK č. 6 - Jednotná ustanovení pro homologaci směrových světil motorových vozidel a jejich přípojných vozidel
- EHK č. 7 - Jednotná ustanovení pro homologaci předních a zadních obrysových světil, brzdových a doplňkových obrysových světil motorových vozidel (s výjimkou motocyklů) a jejich přípojných vozidel
- EHK č. 10 – Jednotná ustanovení pro homologaci vozidel z hlediska elektromagnetické kompatibility
- EHK č. 13 - Jednotná ustanovení pro homologaci vozidel kategorií M, N a O z hlediska brzdění
- EHK č. 23 - Jednotná ustanovení pro homologaci zpětných světlometů motorových vozidel a jejich přípojných vozidel
- EHK č. 30 - Jednotná ustanovení pro homologaci pneumatik motorových vozidel a jejich přípojných vozidel
- EHK č. 37 - Jednotná ustanovení pro homologaci žárovek k užití v homologovaných světlometech motorových vozidel a jejich přípojných vozidel
- EHK č. 38 - Jednotná ustanovení pro homologaci zadních mlhových světil pro motorová a jejich přípojná vozidla
- EHK č. 55 - Jednotná ustanovení pro homologaci součástí mechanických spojovacích zařízení jízdních souprav
- EHK č. 90 - Jednotná ustanovení pro homologaci náhradních částí s brzdovým obložením a náhradních obložením bubnových brzd pro motorová a jejich přípojná vozidla

### **3. Teoretický rozbor problému**

Jak již bylo zmíněno výše, tým studentů z Vysoké školy báňské – Technické univerzity Ostrava (obr. č. 4) se pravidelně účastní projektu s názvem Formula student, v rámci kterého realizují stavbu závodního vozu formulového typu a poté se s ním účastní na závodech konaných v různých zemích v rámci Evropy včetně České republiky.



*Obr. č. 4 – Tým Formula Student VŠB-TU Ostrava 2017*

*Zdroj: [6]*

Závodní prototyp samozřejmě v žádném směru nesplňuje požadavky pro provoz na pozemních komunikacích, a proto se k jeho přepravě na místa konání závodů využívá přívěs (obr. č. 1), který je připojen k automobilu a tvoří jízdní soupravu. Komplikace ovšem může nastat v situaci, kdy je potřeba s formulí manipulovat respektive přemísťovat z místa A na místo B například z jedné budovy do druhé v rámci areálu VŠB - TUO ale přitom není k dispozici tažné vozidlo.

Manipulace s přívěsem se závodním vozem uvnitř za pomoci pouze lidské síly je samozřejmě možná ovšem za předpokladu dostatečného počtu osob k dispozici. Toto řešení však kvůli poměrně velké hmotnosti může být obtížné, vyčerpávající a v krajních případech může vést i ke zranění osob nebo případnému poškození závodního vozu.

Vzhledem k tomu, že se stále jedná o přesun závodního vozu pouze v rámci areálu školy případně v prostorech konání závodů, tak se jako další řešení může nabízet manipulace se samotným závodním vozidlem po vlastních kolech bez použití přívěsu. Toto řešení s sebou ovšem nese také spoustu úskalí. Při manipulaci s vozem formule po vlastních kolech musí uvnitř sedět pilot, který je přitom podle bezpečnostních pravidel povinen mít na sobě veškerou závodní výstroj využívanou při závodech jako je nehořlavá závodní kombinéza, boty, rukavice, kuklu a samozřejmě také ochrannou přilbu a to vše kdykoli usedne do kokpitu formule i v případě, kdy motor není v chodu. Z hlediska bezpečnosti je toto pravidlo samozřejmě naprosto v pořádku. Ovšem z pohledu samotné manipulace s vozem a jeho přemísťování, například mezi jednotlivými závodními disciplínami nebo garáží svého týmu, se může jevit jako ztracený čas, který by se dal využít například k opravárenským činnostem na voze. Pravidla závodů Formula student

zaměřující se na přemísťování vozu po vlastních kolech se však vztahují pouze na účastníky závodu v době jeho průběhu a nezahrnují přemísťování vozu v rámci areálu školy, to však neznamená, že se míra složitosti či nebezpečí tohoto procesu snižuje. Manipulace s vozem formule na vlastních kolech bez pilota uvnitř je snad ještě složitější než s pilotem a to zejména z hlediska řízení a tím i směru pohybu formule. Vůz formule je charakteristický svým úzkým kokpitem a čtyřmi koly, které široce vyčnívají do stran. Z obou bočních stran kokpitu, vždy mezi předním a zadním kolem, navíc prostorově vystupují bočnice, ve kterých bývá umístěn chladič, případně další komponenty, a které také slouží k lepšímu usměrňování toku vzduchu z hlediska aerodynamiky. Proto není vůbec jednoduché, aby člověk vně formule dobře dosáhl na volant, a tím udržoval požadovaný směr pohybu, zatímco je vůz tlačén.

Jak již bylo uvedeno v úvodu této práce, následující body obsahují zhodnocení různých technických řešení a návrhy za účelem zjednodušení manipulace se závodním prototypem formule. Ze všeho nejdříve je však nutno představit samotný projekt Formula Student a uvést krátký přehled o náležitostech, které působení v této soutěži obnáší.

### **3.1. Formula Student**

Formula student je celosvětová soutěž studentů vysokých škol ve stavbě skutečných závodních vozů formulového typu. Počátky této soutěže sahají až do roku 1978, kdy se ve Spojených státech amerických konaly první závody tohoto typu tehdy ještě pod názvem Formula SAE Mini Indy (v celém znění Formula Society of Automotive Engineers Mini Indy). Soutěž rychle nabyla velké popularity a rozšířila se po celém světě, kde se dodnes pořádá pod oficiálním názvem Formula SAE vedle Spojených států amerických také například v Austrálii, Japonsku nebo Brazílii. Od roku 1998 bývá soutěž každoročně pořádána i v rámci Evropy, kde se uchytila pod názvem Formula student. Vzhledem k tomu, že Formula student byla do Evropy prakticky přenesena z USA, zůstává princip této soutěže až na drobné odchylky v pravidlech téměř totožný jako jinde ve světě.

Cílem projektu je dle všeobecně platných a rozsáhlých pravidel navrhnout a postavit závodní formuli o co nejmenší možné hmotnosti a rozměrech a zároveň s největším možným výkonem. Vzhledem k tomu, že jednotlivé závody bývají vícedenní a obsahují několik závodních disciplín, je potřeba se při konstrukci závodního vozu zaměřit kromě rozměrů, hmotnosti a výkonu také na spolehlivost. I když formát závodu nemá podobu klasického závodu jako u jiných sérií, a pravidla zakazují nebezpečné vzájemné předjíždění na jiných místech, než ve vyhrazených zónách, čímž předchází vzniku



případných kolizí, je i tak vzhledem ke konstrukci vozu nutno v největší možné míře zajistit bezpečnost a ochranu zdraví nejen samotného pilota, ale všech účastníků závodů. Mezi další aspekty, které by měl vůz formule splňovat je celkové estetické provedení, minimalizace nákladů na výrobu a v neposlední řadě samozřejmě minimalizace vlivu na ekologii nejen z pohledu výroby ale i samotného provozu. Všechny výše zmíněné a mnohé další aspekty každého jednotlivého vozu jsou pomocí různých disciplín v rámci soutěže vzájemně porovnávány s konkurenčními vozy za účelem stanovení výsledného pořadí jednotlivých týmů v daném závodě. Následující detailnější pohled na formát jednotlivého závodu jen zdůrazňuje jak všestranně a komplexně je potřeba uvažovat při návrhu každé formule. [6,7]



*Obr. č. 5 – FSG: Týmy Formula student na závodě v Německu 2017*

*Zdroj: [8]*

### **3.2. Závodní disciplíny**

Od roku 2010, kdy se závodů pravidelně účastní vedle vozů poháněných spalovacím motorem i vozy formule na čistě elektrický pohon, závodí se ve dvou kategoriích. Formule s elektrickým pohonem a formule s pohonem pomocí spalovacího motoru přičemž díky významnému rozvoji elektrických pohonů v posledních letech, jsou si tyto dvě kategorie více než rovnocennými soupeři. Před každým závodem musí každý tým absolvovat technickou přejímkou a teprve poté je týmu umožněno účastnit se jednotlivých disciplín, které jsou rozděleny na statické a dynamické. [6]

#### **3.2.1. Technická přejímka**

Kontrolní proces zvaný technická přejímka, která je nezbytnou součástí každého závodu, spočívá v důkladném prověření stavu a připravenosti závodního vozu, pilotů a týmu před absolvováním jednotlivých disciplín. Prioritou technické přejímky je zejména



zvyšování bezpečnosti a kontrola technického stavu monopostu. Technická přejímka se dělí na tři části. [6]

- **Technika a bezpečnost (Technical and Safety Scrutineering)**

Kontrola vozidla pověřenými komisaři zda jeho konstrukce vyhovuje všem technickým pravidlům a zkoušení pilotů

- **Zkouška náklonu (Tilt Test)**

Nejvyšší pilot konkrétního týmu se usadí do vozu, který je následně pomocí naklápěcí plošiny nakloněn nejdříve na úhel  $30^\circ$  a poté na úhel  $60^\circ$  (obr. č. 6). Pro úspěšné zvládnutí tohoto testu je nezbytné, aby se vůz nepřevrátil a ani z vozu nic nevypadlo a nevyteklo. [6]



*Obr. č. 6 – Zkouška náklonu při  $60^\circ$  týmu Ohio State University Formula SAE 2014*

*Zdroj: [9]*

- **Zkouška brzd a hluku (Brake and Noise Test)**

Prověřuje se správná funkčnost brzdové soustavy a měří se úroveň hluku, který vůz formule produkuje. [6]

### **3.2.2. Statické disciplíny**

- **Konstrukční provedení (Engineering Design) – 150 bodů**

Zhodnocení vozu z hlediska vyspělosti po technické stránce, praktičnosti řešení a dílenského zpracování celku i jednotlivých částí. Všechna konstrukční řešení musí být odůvodněna a musí být doloženy výpočty a simulace. [6]

- **Analýza nákladů (Cost and Manufacturing) – 100 bodů**

Zhodnocení ceny a ekonomických nákladů na stavbu daného vozu. Dále komisaři provedou kontrolu správnosti kalkulace nákladů pro malosériovou výrobu daného vozu formulového typu. [6]

- **Marketingový plán (Business Presentation) – 75 bodů**

Zhodnocení způsobu zpracování marketingového plánu pro malosériovou výrobu konkrétního prototypového vozu a jeho obhajobu před zástupci fiktivní firmy. [6]

### 3.2.3. Dynamické disciplíny

- **Osmička (Skid Pad) – 50 bodů**

Tato disciplína spočívá v projetí krátké závodní dráhy ve tvaru osmičky v co nejkratším čase, aniž by došlo ke shoení jednoho či více kuželů vymezujících vnitřní a vnější okraj trati (obr. č. 7). Rozměry tratě jsou přesně stanoveny v pravidlech. Podstatou této disciplíny je otestovat kvalitu a provedení podvozku. [6]



Obr. č. 7 – Skid Pad v podání týmu Formula Student Bělehrad – Autodrom Most 2017

Zdroj: [8]

- **Akcelerační 75 m (Acceleration) – 75 bodů**

V této disciplíně se posuzuje dosažený čas vozu při zrychlení na dráze o délce 75 metrů s pevným startem. [6]

- **Autokros (Autocross) – 150 bodů**

Jedná se o jízdu na technické trati, jejíž okraje jsou opět ohraničeny pomocí kuželů, za jejichž shoení se uděluje časová penalizace. Profil tratě je velmi úzký proto jízdy probíhají vždy po jedné formuli. Tato disciplína dobře prověří schopnosti a připravenost pilota ale také celkovou ovladatelnost vozu, což zahrnuje vhodně nastavený podvozek,

řízení, převodové ústrojí, výkon motoru i brzdovou soustavu. V této disciplíně se hodnotí výsledný čas a slouží jako kvalifikace do hlavního vytrvalostního závodu Endurance. [6]

- **Vytrvalostní závod + spotřeba paliva (Endurance + Fuel Efficiency) – 300 + 100 bodů**

Hlavní vytrvalostní závod se jede na trati o délce 22 km se všemi vozy zároveň. Z bezpečnostních důvodů je zakázáno se navzájem předjíždět. Předjíždění je dovoleno jen v zónách tomu účelu vyhrazených a v polovině závodu je povinná výměna jezdců. Tato disciplína dobře prověří celkovou funkčnost a spolehlivost vozu. K bodovému ohodnocení za výsledný čas jsou přičteny bonusové body za úsporu paliva. [6]

#### 3.2.4. Souhrn bodového ohodnocení v jednotlivých disciplínách

Závodní disciplína	Maximální možné bodové ohodnocení
Konstrukční provedení	150
Analýza nákladů	100
Marketingový plán	75
Osmička	50
Akcelerace	75
Autokros	150
Vytrvalostní závod + spotřeba paliva	300 + 100
<b>Celkem</b>	<b>1000</b>

Tab. č. 1 – Souhrn bodového ohodnocení jednotlivých disciplín závodu Formula Student

*Zdroj: [6] + Vlastní zpracování*

Z výše zmíněných disciplín a nároků na všechny účastníky soutěže Formula Student/Formula SAE lze odpozorovat, že se jedná o komplexní a velmi náročný projekt, který svými nároky pomáhá k rozvoji mladým studentům a budoucím strojním inženýrům. Studenti jsou vystaveni kompletnímu postupu výroby celého závodního stroje. Stavba nového vozu začíná svou první fází, kdy je potřeba stanovit koncept závodního vozu a cíle týmu na danou sezónu. Dalším krokem je konstruktérská činnost, která zahrnuje vyhotovení návrhu, kompletaci výkresové dokumentace a zahájení výroby jednotlivých částí a komponent ať už svépomocí nebo pomocí externích firem. Zkušenosti ze samotné stavby vozu ale nejsou to jediné, co studenti získají. Vedle toho se studenti zapojení do

projektu naučí navzájem spolupracovat v týmu za účelem dosažení nejlepších výsledků, ale i nést odpovědnost za navrženou věc. Veškeré závody navíc probíhají v angličtině, dokonce i na území České republiky, takže studenti si zlepšují i své jazykové znalosti.

Studenti díky tomu získávají zkušenosti z praxe a navíc se dostávají do kontaktu s velkým počtem externích firem, které zajišťují výrobu komponent a dílů pro vůz formule. Projektu Formula Student se dostává čím dál většího uznání a podpory u mnoha firem a s tím souvisí i vyšší šance na potencionální zaměstnání po studiu či už během něj.

### 3.3. Technické parametry vozu formule

Uvažovaný závodní vůz formule týmu Formula Student TU Ostrava, jehož parametry byly použity pro potřebu této studie, je vůz s názvem Vector03 (obr. č. 8). Jedná se o třetí generaci závodního vozu, který má níže uvedené technické parametry, z nichž nejdůležitější údaje pro potřeby této studie jsou hmotnost a rozměry vozu.



*Obr. č. 8 – Nejnovější verze závodní formule týmu VŠB-TUO s názvem Vector03*

*Zdroj: [6]*

- **Základní informace**

Rozměry vozu jsou 3120 x 1450 x 1195 mm (délka x šířka x výška) a hmotnost je 230 kilogramů. [6]

- **Motor**

Řadový čtyřválcový motor s nepřímým čtyřbodovým vstřikováním paliva chlazený vodou z motocyklu Yamaha FZ6. Maximální výkon 69 kW při 11 400 ot/min. [6]

- **Převodové ústrojí**

Pětistupňová převodovka se sekvenčním řazením pomocí tlačítek na volantu, diferenciál Drexler a mokrá spojka s více lamelami. Pneumatické ovládání spojky a řadicího systému. [6]

- **Zavěšení**

Lichoběžníkové zavěšení se systémem odpružení pull-rod vpředu a systémem push-rod vzadu. Vůz je dále vybaven zkrutným stabilizátorem vepředu i vzadu. [6]

- **Rám a karoserie**

Prostorový rám je svařen z ocelových trubek z ušlechtilé oceli a karoserie je vyrobena z uhlíkového kompozitního materiálu. [6]

- **Brzdy**

Na voze jsou vepředu i vzadu použity kotoučové plovoucí brzdy se čtyřmi písty. [6]

- **Kola**

Vůz je vybaven magnesiiovými disky o rozměru 7x13. [6]

- **Elektronika**

Ve voze je použit multifunkční volant, autoregulační chladicí systém motoru a výše zmíněný elektropneumatický systém řazení. [6]

### **3.4. Technické parametry přípojného vozidla**

Jak již bylo zmíněno výše (kapitola č. 2), k přepravě vozu formule na větší vzdálenosti se využívá přípojně vozidlo (obr. č. 1). Vedle technických parametrů vozu formule, obsažených výše (bod č. 3.3), je pro účely návrhu vozíku k tažení přívěsu potřeba znát také technické parametry zmíněného přípojného vozidla.

- **Základní informace**

Přípojně vozidlo spadá do kategorie vozidel O<sub>2</sub>. Základní rozměry jsou 4700 x 1750 x 2400 mm (délka x šířka x výška) a minimální provozní hmotnost prázdného vozidla je 496 kg. Naopak největší technicky přípustná hmotnost přívěsu dle technického průkazu vozidla je 1600 kg.

Vzhledem k tomu, že navržený vozík bude sloužit k tažení přívěsu na kratší vzdálenosti, například v rámci areálu VŠB-TUO a tím pádem nebude využíváno celé hmotnostní kapacity přívěsu, bude navíc k minimální provozní hmotnosti přívěsu počítáno s hmotnostní rezervou 170 kg pro případ nutnosti převozu dalšího potřebného vybavení spolu s kompletním vozem formule.

Provozní hmotnost přívěsu [Kg]	496
Provozní hmotnost vozu formule (včetně provozních kapalin) [Kg]	235
Přidaná hmotností rezerva [Kg]	170
<b>Celková maximální hmotnost taženého přívěsu (zaokrouhleno) [Kg]</b>	<b>900</b>

*Tab. č. 2 – Maximální hmotnost taženého přívěsu a její dílčí hmotnosti*

*Zdroj: [Vlastní zpracování]*

Součet dílčích hmotností ovlivňujících celkovou hmotnost přívěsu včetně hmotností rezervy činí po zaokrouhlení 900 kg. Z této hodnoty budou vycházet vstupní předpoklady pro studii vozíku.

### 3.5. Existující vozíky pro tažení přívěsu

Ještě před samotným návrhem vlastní koncepce vozíku je potřeba zmínit, že myšlenka realizace motorového vozíku k tažení přívěsu není první ani jedinečná. Existuje již několik navržených a zkonstruovaných aplikací určených k manipulaci s přívěsem (obr. č. 9 a č. 10), které se běžně dají již hotové pořídit a tudíž se jako jednoduché řešení může jevit jedno z těchto zařízení zakoupit.



*Obr. č. 9 – Příklady prodávaných koncepcí vozíků k tažení přívěsu (koncepte a, b, c)*

*Zdroj: [10,11,12] + Vlastní zpracování*



*Obr. č. 10 – Příklady prodávaných koncepcí vozíků k tažení přívěsu (koncepte d, e)*

*Zdroj: [13,14] + Vlastní zpracování*

Avšak tyto výše zmíněné koncepty prodávaných vozíků mají své nevýhody a také vlastnosti, které ne všechny vyhovují požadavkům a podmínkám uvažovaných v rámci této studie. První možnou komplikací může být fakt, že samotná dílna týmu Formula student je situována v dolině v samotném středu komplexu budov VŠB-TUO a tedy je zapotřebí, aby celá jízdní souprava poháněná vozíkem byla schopna jízdy do stoupání. Informace o tom, zda je zařízení schopno jízdy s přívěsem do stoupání, je však dostupná pouze u konceptu C (obr. č. 9). U ostatních koncepcí nelze s jistotou říci, zda dané zařízení je nebo není konstrukčně schopné jízdy s přívěsem do svahu nebo tuto informaci pouze výrobce neuvádí.

Avšak z mého pohledu nejvýznamnější nevýhodou všech těchto výše uvedených koncepcí je použitý elektromotor k pohonu. Jedná se ve všech případech o elektromotor běžně pohánějící buben lanového navijáku, který se vyskytuje například na náraznících terénních vozidel, čtyřkolek nebo na vozidlech odtahové služby, kde slouží k nakládání vozidel. Tento motor pracuje při napětí 12 nebo 24 voltů při výkonech v rozmezí 250-700 wattů. Díky zabudované planetové převodovce s převodovými poměry v rozmezí 160:1 až 350:1 jsou sice schopny táhnout přívěs o hmotnostech 1500-2500 kg, ale za cenu velmi nízkých maximálních rychlostí jízdy, které nabývají hodnot v rozmezí 0,4 - 0,5 km/h bez zatížení a 0,1 - 0,3 km/h v zátěži, a jejichž velmi nízká hodnota může být nepohodlná při běžném používání na střední vzdálenosti například při tažení přívěsu napříč celým a poměrně rozsáhlým areálem VŠB-TUO.

Následující část obsahuje posouzení různých možností řešení koncepce vozíku, jehož cílem je odstranit zmíněné nevýhody stávajících koncepcí vozíků při zachování porovnatelných výkonových parametrů.



## **4. Návrh a definice koncepce**

Pro vhodný návrh a definici koncepce vozíku jako celku a také jeho jednotlivých částí je potřeba nejdříve definovat požadavky a vlastnosti, které budou při jeho používání vyžadovány. Mezi hlavní požadavky, ze kterých bude tento návrh vycházet, bezpochyby patří jednoduchost konstrukce. Dodržením tohoto požadavku bude docíleno snadné montáže i demontáže vozíku za účelem zmenšení prostorové náročnosti a tím zlepšení jeho skladnosti během doby, kdy není využíván. Jednoduchá montáž a demontáž vozíku je nesmírně důležitá zejména z dalšího důvodu. Vzhledem k poměrně velkým hmotnostem, které bude vozík táhnout, je z hlediska bezpečnosti a celkové stability soustavy důležitá vedle nízko položeného těžiště hlavně samotná hmotnost vozíku, která musí být v odpovídajícím poměru vzhledem k tíze přípojného vozidla. Bez možnosti snadné montáže a demontáže můžou nastat problémy při manipulaci s vozíkem za účelem jeho přepravy například do místa konání závodů Formula Student. Mezi další aspekty zohledněné při návrhu uvažované koncepce vozíku je samozřejmě údržba, opravitelnost a v neposlední řadě také finanční náklady.

### **4.1. Rám**

Rám bude nejen nosným, ale také spojovacím prvkem celého vozíku. Proto jsou na něj kladeny požadavky, jako jsou tuhost, pevnost, jistá míra pružnosti, jednoduchá konstrukce a pokud možno nízká hmotnost. Rám vozíku budou tvořit běžné ocelové profily, které budou vzájemně spojeny pomocí svarových spojů.

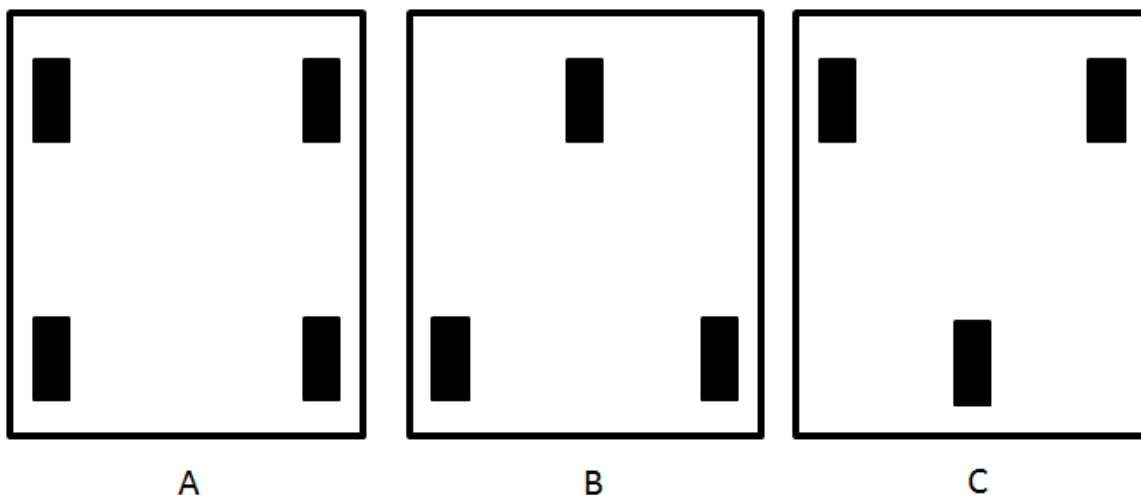
### **4.2. Podvozek**

Pro docílení poměrné jednoduchosti konstrukce a vzhledem k nepříliš náročnému uvažovanému terénu a k poměrně nízkým rychlostem pohybu soupravy nebude uvažováno s návrhem pružící soustavy podvozku.

Celkovou stabilitu vozíku, ať už bez zátěže nebo v zátěži, budou zajišťovat jeho vhodně zvolené rozměrové parametry, nízko položená poloha těžiště a také samotná hmotnost vozíku, která musí být v dostatečném poměru ke hmotnosti přívěsu.

Další věcí z pohledu návrhu podvozku je umístění a volba typu náprav, uložení kol a řízení. Z tohoto hlediska se nabízí různé základní řešení koncepce podvozku, jejíž zjednodušené schéma je zobrazeno níže (obr. č. 11).





Obr. č. 11 – Zjednodušená schémata možných koncepcí podvozku

Zdroj: [Vlastní zpracování]

- **Koncepce A**

Koncepce typu A se skládá ze dvou kol přední nápravy a dvou kol zadní nápravy. Existuje samozřejmě celá řada konstrukčních možností tohoto řešení jako například pohon zadní nápravy a řízení pomocí natáčení předních kol jak na samostatném uložení nebo kolem otočného čepu ve středu nápravy. Výhody tohoto řešení leží v oblasti zejména lepší příčné stability, avšak velkým negativem je konstrukční složitost tohoto řešení jak z pohledu uložení přední nápravy tak například nutnost použití diferenciálu na zadní nápravě a proto tohle řešení nebude uvažováno.

- **Koncepce B**

Další možností je opět hnací zadní náprava a použití jednoho kola v přední části, které by mělo řídicí funkci. Ovšem toto řešení by bylo komplikované z hlediska rozložení hmotnosti vozíku, které by v tomto případě bylo směřováno spíše k zadní nápravě, a tím by byla negativně ovlivněna podélná stabilita vozíku. Vzhledem k zadní nápravě je zde stejná komplikace jako v případě koncepce B.

- **Koncepce C**

Nejvýhodněji se jeví použití koncepce C, kdy jsou v přední části vozíku 2 kola, z nichž každé na vlastním otočném čepu, čímž bude mít každé z nich schopnost zatáčet nezávisle na tom druhém. Řízení celého vozíku by pak bylo vyřešeno pomocí ovládací tyče, která bude pevně spojena s rámem a s její pomocí bude možné natáčet přední nápravu do požadovaného směru jízdy. Tím je tato koncepce výhodnější oproti koncepci A a B

z hlediska přední nápravy a řízení vozíku. Zadní náprava je zde v podobě jednoho kola, které zajišťuje hnací sílu pro vozík. Toto řešení je značně výhodné oproti koncepci A a B zejména z toho důvodu, že není potřeba použít nápravový diferenciál ani v malých rychlostech například při manévrování na malých prostorech. Pomocí ovládací tyče bude přední část vozíku natočena do požadovaného směru a zadní kolo se při překonání třecí síly mezi pneumatikou a vozovkou bude otáčet kolem osy z tažného zařízení vozíku.

Úskalím tohoto řešení může být jak snížená úroveň příčné stability, tak hlavně snížená hodnota adhezní síly vozíku, nutné k dostačujícímu přenosu hnací síly kol na vozovku. Řešení tohoto problému spočívá v použití 2 kusů hnacích kol na zadní nápravě, které budou mít minimální rozchod. Tímto by mělo být zajištěno zvětšení jak příčné stability, tak adhezní síly na dostatečnou úroveň při zachování původní výhody tohoto řešení v podobě absence diferenciálu.

- **Kola**

Jako kola zadní nápravy byly zvoleny 2 kusy kol o průměru 260 mm s nafukovacím pláštěm (obr. č. 12) umístěným na ocelovém disku a jako kola přední nápravy byly zvoleny 2 kusy otočného transportního kolečka (obr. č. 12) o průměru 100 mm. Technické parametry obou zvolených kol jsou uvedeny v tabulce č. 3.



*Obr. č. 12 – Přední a zadní kola vozíku*

*Zdroj: [34,35]+Vlastní zpracování*

- **Technické parametry kol**

	<b>Přední kolo</b>	<b>Zadní kolo</b>
<b>Typ kola</b>	Samostatné	Samostatné
<b>Průměr kola</b>	100 mm	260 mm
<b>Průměr hřídele</b>	-	20 mm
<b>Délka náboje</b>	-	75 mm
<b>Disk kola</b>	Ocelový pozinkovaný plech	Ocelový výlisek
<b>Běhoun</b>	Černá guma	Nafukovací plášť
<b>Typ ložiska</b>	Válečkové	Válečkové
<b>Hmotnost</b>	0,915 kg	1,1 kg
<b>Statická nosnost</b>	140 kg	350 kg
<b>Dynamická nosnost</b>	75 kg	150 kg
<b>Teplotní odolnost</b>	2060	2060

*Tab. č. 3 – Přehled technických parametrů obou kol*

*Zdroj: [34,35]+Vlastní zpracování*

#### **4.3. Pohon**

Nejdůležitější věcí při návrhu tohoto vozíku je vhodná volba pohonu. Jako zdroj tažné síly lze uvažovat spalovací motor nebo elektromotor, při jejichž volbě je však nejprve potřeba porovnat jejich největší výhody a nevýhody vzhledem k uvažovanému konceptu.

- **Spalovací motor**

##### **Výhody:**

- + Rychlé uvedení do chodu
- + Dlouhá doba provozu při dostatečném množství paliva

##### **Nevýhody:**

- Hlasitý chod
- Velké vibrace a chvění přenášené do rámu
- Nutnost spojkového mechanismu z důvodu plynulého rozjezdu soupravy a pro potřebu přerušování toku krouticího momentu
- Rozměrová náročnost
- Nevhodnost do vnitřních prostor z důvodu výfukových zplodin

- Nutnost cizího zdroje energie pro uvedení do chodu
- Manipulace a skladování hořlavého paliva

- **Elektromotor**

#### **Výhody:**

- + Tichý chod
- + Zanedbatelné vibrace a chvění
- + Snadná regulace výkonu a schopnost kdykoliv přerušit a znovu obnovit tok krouticího momentu. Není potřeba spojového mechanismu
- + Rozměrová nenáročnost
- + Jednodušší a ekologičtější provoz než v případě spalovacího motoru
- + Vhodný i do vnitřních prostor

#### **Nevýhody:**

- Omezená doba provozu motoru z důvodu kapacity, míry nabití a kvality akumulátoru nebo jiném zdroji elektrické energie, je-li k dispozici
- Poměrně velká hmotnost akumulátoru a nutnost jeho pravidelného dobíjení

Při vzájemném porovnání výhod a nevýhod obou typů motorů se jako vhodnější varianta jeví elektromotor a to zejména z důvodu jeho jednoduchosti při začlenění do celého konceptu, ale také z hlediska snadné regulace výkonu, zanedbatelných vibrací, ekologičtějšího provozu a tichého chodu.

#### **4.4. Zdroj energie**

Zdroj tažné síly byl zvolen také s ohlednutím na používaný zdroj energie, kterými jsou v případě spalovacího motoru pohonné látky (benzín, zemní plyn apod.), které svými vlastnostmi způsobují riziko nebezpečí a proto vyžadují jistou míru opatrnosti při manipulaci či skladování.

Z pohledu zvoleného pohonu pomocí elektromotoru bude zdroj energie k chodu motoru představovat elektrická energie, která může být čerpána z nabitých akumulátorů nebo přímo z elektrorozvodné sítě. Pro účely tohoto návrhu bude uvažováno se zdrojem elektrické energie v podobě přídavného akumulátoru, který bude z důvodu lepší celkové mobility soupravy, připevněn přímo na rámu vozíku.

#### **4.5. Přenos sil na kola**

K přenosu výkonu a krouticího momentu motoru na hnací kola je možno vybírat z variant přenosu sil pomocí řemenového či řetězového převodu nebo převodu přímo ozubenými koly.

- **Převod ozubenými koly**

Převod ozubenými koly se dá považovat za nepříliš vhodný zejména z důvodů konstrukční složitosti, choulostivosti převodu na přesnou montáž, hlasitému chodu v případě přímého ozubení a nutnosti mazání převodu. Dalším negativem tohoto převodu vzhledem k tomuto konceptu je přímý přenos sil bez prokluzu což by mělo za následek negativní působení na motor z důvodu přenosu veškerých rázů a vibrací, například při rozjezdech nebo překonávání nerovností.

- **Řemenový převod**

Dalším způsobem přenosu sil na kola je řetězový převod, jehož použití v tomto případě nebude vyhovující. Důvodem pro toto rozhodnutí je skutečnost, že řemenový převod je převod se silovým stykem, kde dochází k přenosu sil pomocí tření. Pro uskutečnění tohoto silového přenosu je nutné vyvodit velkou sílu k napnutí řemene čímž, dochází k velkému namáhání hřídelů a ložisek.

- **Řetězový převod**

V rámci tohoto návrhu bude použit přenos sil z motoru na hnací nápravu pomocí řetězového převodu, který je oproti řemenovému převodu přesnější a díky vyšší účinnosti, která se pohybuje mezi hodnotami 96-98%, disponuje také menšími ztrátami.

#### **4.6. Brzdění vozíku**

Vzhledem k tomu, že jedním z hlavních požadavků je schopnost tažení přívěsu také do stoupání, je potřeba patřičně vyřešit i jízdu zatížené soupravy ze svahu a s tím je z hlediska bezpečnosti spojeno i brzdění. Z tohoto pohledu se nabízejí 2 různá řešení. Prvním řešením je využít k brzdění soupravy použitý elektromotor a druhou možností je použití klasické mechanické brzdy.

- **Brzdění motorem**

Brzdění soupravy je možné uskutečnit pomocí elektromotoru, konkrétněji pomocí speciálního módu motoru, ve kterém by díky přídavných odporů motor fungoval jako

generátor a tím na soupravu působil brzdou silou. Toto řešení však zahrnuje poměrně složité programování motoru a proto se nejeví jako optimální možnost.

- **Brzdění mechanickou brzdou**

V rámci této studie se jeví jako nejvýhodnější řešení použití klasické kotoučové mechanické brzdy, kterou by bylo vhodné umístit na zadní nápravu. Na zadní nápravě bude totiž při působení svislé síly přívěsu mít brzda nejvyšší účinnost.

#### **4.7. Ovládání**

Také vhodný způsob ovládání je důležitý, jen tak lze dosáhnout požadovaných pohybů vozíku a správné funkce mechanismu řízení. Jako ovládací nástroj je možno použít dálkové ovládání nebo ovládání po elektrickém kabelu.

- **Dálkové ovládání**

Dálkové ovládání je sice v mnoha ohledech pohodlnější, než ovládání po elektrickém kabelu. Toho je však docíleno vyšší technologickou úrovní a s tím je samozřejmě spojená i složitost celého tohoto systému jak z hlediska zmíněné technologie tak i vyšší spotřeby elektrické energie, ta je však primárně určena jako zdroj energie pro elektromotor.

- **Ovládání po elektrickém kabelu**

V tomto případě bude použito ovládání po elektrickém kabelu pomocí ovládacího panelu, který bude umístěn na ovládací tyči a ta bude pevně spojena s rámem vozíku.

#### **4.8. Zapojení přípojného vozidla**

Přívěsný vozík, jinými slovy konkrétní uvažované přípojně vozidlo, bývá primárně tažen silničním vozidlem po veřejných pozemních komunikacích, a proto je samozřejmě vybaven klasickým homologovaným přívěsným kloubem (obr. č. 13). Aby bylo tažení přípojně vozidla pomocí navrhovaného vozíku realizovatelné a bezpečné, je potřeba tento vozík vybavit tažným zařízením (obr. č. 13), které odpovídá parametrům běžných tažných zařízení používaných na silničních vozidlech.



*Obr. č. 13 – Běžné přípojně zařízení použité v případě této studie*

*Zdroj: [15,16] + vlastní zpracování*

## **5. Výpočet vybraných parametrů**

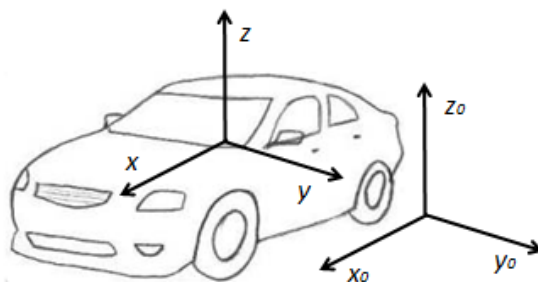
V této části studie jsou uvedeny výpočty vybraných parametrů, které jsou potřeba pro zhotovení 3D modelu vozíku tak, aby v největší možné míře odpovídal uvažované koncepci.

### **5.1. Předpoklady použití matematického modelu**

Pro potřeby následujícího početního modelu a také z důvodu zjednodušení výpočtu bude navrhovaný vozík v rámci matematického modelu dále považován za běžné, tažené silniční vozidlo s patřičně definovanými technickými parametry, které odpovídají parametrům uvažovaného konceptu vozíku. V situaci, kdy bude pomocí tohoto vozidla (v tomto případě uvažovaného vozíku) tažen přívěs, ať prázdný nebo se závodním vozem formule uvnitř, bude tato souprava považována za klasickou přívěsovou jízdní soupravu s výrazným vlivem přípojného vozidla. Následující postup pro výpočet vybraných parametrů vozíku proto vychází z obecného matematického modelu určeného pro zkoumání dynamiky pohybu silničních vozidel. Zdrojem použitého postupu včetně všech vzorců jsou podklady pro studium předmětu mechanika pohybu vozidel. [17]

### **5.2. Stanovení souřadného systému**

Prostor, ve kterém se všechna vozidla pohybují, je popsán souřadným systémem s osami  $x_0, y_0, z_0$ , který je s tímto základním prostorem spojen. Souřadný systém, popsáný osami  $x, y, z$ , je souřadný systém samotného vozidla, s nímž je pevně spojen. Počátek tohoto souřadného systému leží v těžišti  $T$  vozidla. Při přímé jízdě je směr osy  $x$  a osy  $x_0$  většinou totožný. [17]



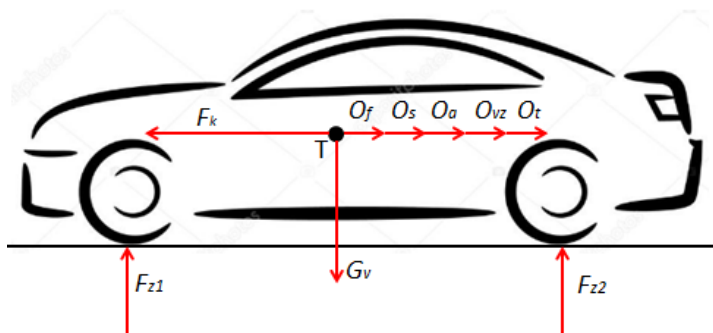
Obr. č. 14 – Běžný souřadný systém vozidla

Zdroj: [18]+Vlastní zpracování

Při pohybu vozidla ve směru osy  $x$  se jedná o zkoumání podélné dynamiky vozidla tj. podélných sil působících na vozidlo, mezi které patří odpory proti pohybu, jízdní výkon a změny rychlosti vozidla. Pohyby vozidla ve směru osy  $y$  jsou nazývány odchytky od směru jízdy a zahrnují problematiku řízení a směrové stability vozidla. Pohyby vozidla ve směru osy  $z$ , jsou nazývány svislé pohyby vozidla a zabývají se problematikou tíhy vozidla. Pro potřeby této studie budou zkoumány vnější síly působící na vozidlo ve směru osy  $x$  a  $z$  (obr. č. 15). [17].

### 5.3. Rovnováha vnějších sil působících na vozidlo

Zkoumání sil působících na vozidlo (obr. č. 15) je uskutečňováno v rámci souřadného systému vozidla (obr. č. 14). [20].



Obr. č. 15 – Základní vnější síly působící na vozidlo ve směru osy  $x$  a  $z$

Zdroj: [19]+Vlastní zpracování

#### 5.3.1. Rovnováha sil ve směru osy $x$

$$F_k = O_f + O_s + O_{vz} + O_a + O_t \quad (5.1)$$

Kde:

$F_k$  [N] potřebná hnací síla na kolech



$O_f$  [N] odpor valení  
 $O_s$  [N] odpor stoupání  
 $O_{vz}$  [N] odpor vzduchu  
 $O_a$  [N] odpor zrychlení  
 $O_t$  [N] odpor tahu přípojného vozidla

### 5.3.2. Rovnováha sil ve směru osy z

$$G_V - F_{z1} - F_{z2} = 0 \quad (5.2)$$

Kde:

$G_V$  [N] tíhová síla vozidla  
 $F_{z1}$  [N] reakční síla vozovky působící na přední nápravu  
 $F_{z2}$  [N] reakční síla vozovky působící na zadní nápravu

### 5.3.3. Jízdní odpory

Následující postup při výpočtu jízdních odporů včetně všech vzorců a úvah jsou převzaty z [20].

#### • Odpor valení

Prvním jízdním odporem, který je v rámci tohoto návrhu potřeba zohlednit je odpor valení. Je to síla působící proti pohybu vozidla, která vzniká z důsledku deformace pláště pneumatik při styku s tuhou podložkou.

Odpor valení se dá zapsat jako:

$$O_f = F_z \cdot \frac{e}{r_d} = G_V \cdot \cos \alpha \cdot \frac{e}{r_d} = m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f \quad [N] \quad (5.3)$$

Kde:

$O_f$  [N] odpor valení  
 $F_z$  [N] svislá síla působící na kolo  
 $r_d$  [m] dynamický poloměr kola  
 $G_V$  [N] tíhová síla vozidla  
 $e$  [m] rameno valení  
 $m$  [kg] hmotnost vozidla  
 $g$  [ $m \cdot s^{-2}$ ] gravitační zrychlení  
 $f$  [-] součinitel odporu valení (hodnoty součinitele na obr. č. 16)  
 $\alpha$  [°] úhel sklonu vozovky

Povrch vozovky	$f [1]$	Povrch vozovky	$f [1]$
beton	0,015 – 0,025	travnatý terén	0,080 – 0,150
asfalt	0,010 – 0,020	hluboký písek	0,150 – 0,300
dlažba	0,020 – 0,030	rozbahněná půda	0,200 – 0,400
makadam	0,030 – 0,040	čerstvý sníh	0,200 – 0,300
suchá vozová cesta	0,040 – 0,150	náledí	0,010 – 0,025
mokrý vozová cesta	0,080 – 0,200		

Obr. č. 16 – Vliv povrchu vozovky na hodnotu součinitele odporu valení

Zdroj: [20]

### • Odpor stoupání

Další jízdní odpor, který negativně ovlivňuje jízdu, je odpor stoupání. Je to síla působící proti pohybu vozidla při jízdě vozidla to svahu. Při tomto návrhu je nutné kalkulovat i s touto variantou.

Odpor stoupání se dá zapsat jako:

$$O_s = G_V \cdot \sin \alpha = m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad [N] \quad (5.4)$$

Kde:

$O_s$ [N]	odpor stoupání
$G_V$ [N]	tíhová síla vozidla
$m$ [kg]	hmotnost vozidla
$g$ [ $m \cdot s^{-2}$ ]	gravitační zrychlení
$\alpha$ [°]	úhel sklonu vozovky

### • Odpor vzduchu

Jelikož se předpokládá využití vozíku ve vnitřních ale i vnějších prostorech, je nezbytné zohlednit i další jízdní odpor a tím je odpor vzduchu. Jinými slovy při jízdě vozidla na něj působí aerodynamické síly, jejíž velikost ovlivňuje tvar, povrch a rozměry vozidla, fyzikální vlastnosti prostředí a náporová rychlost.

Odpor vzduchu se dá zapsat jako:

$$O_{vz} = p_d \cdot c_x \cdot S_x = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_x^2 \cdot c_x \cdot S_x \quad [N] \quad (5.5)$$

Za předpokladů běžných atmosférických podmínek lze pro zjednodušení zapsat jako:

$$O_{vz} = 0,05 \cdot V_x^2 \cdot c_x \cdot S_x \quad [N] \quad (5.6)$$

Kde:

$O_{vz}$ [N]	odpor vzduchu
$p_d$ [Pa]	dynamický tlak
$c_x$ [-]	součinitel odporu vzduchu (hodnota součinitele zvolena podle obr. č. 17).
$S_x$ [m <sup>2</sup> ]	čelní plocha vozidla
$v_x$ [m · s <sup>-1</sup> ]	náporová rychlost (při bezvětří představuje rychlost jízdy vozidla. Při kalkulaci s působícím větrem se rovná x-ové složce součtu vektorů rychlosti větru a rychlosti jízdy vozidla
$\rho$ [kg · m <sup>-3</sup> ]	hustota vzduchu
$V_x$ [km · h <sup>-1</sup> ]	náporová rychlost

Typ vozidla	$c_x$ [l]	$S_x$ [m <sup>2</sup> ]
běžný osobní automobil	0,30 – 0,40	1,6 – 2,0
sportovní automobil	0,30 – 0,35	1,3 – 1,6
nákladní automobil - valník	0,80 – 1,00	4,0 – 7,0
nákladní automobil – valník s plachtou	0,60 – 0,80	5,0 – 8,0
přívěsová jízdní souprava	1,00 – 1,20	5,0 – 8,0
návěsová jízdní souprava s naloženým kontejnerem	1,00 – 1,20	9,0
autobus	0,50 – 0,70	5,0 – 7,0

Obr. č. 17 – Orientační hodnoty součinitele odporu vzduchu  $c_x$  a čelních ploch  $S_x$  různých druhů vozidel

Zdroj: [20]

### • Odpor ze zrychlení

Dalším, v rámci tohoto návrhu velmi podstatným jízdním odporem, je odpor ze zrychlení, který vzniká v důsledku změny rychlosti vozidla např. při rozjezdu.

Základní tvar rovnice odporu ze zrychlení je:

$$O_a = O_{rot} + O_{pos} \quad [N] \quad (5.7)$$

Pro účely praktických výpočtů lze pro odpor ze zrychlení používat následující zjednodušený vztah:

$$O_a = \delta \cdot m \cdot a \quad [N] \quad (5.8)$$

Kde:

$O_a$ [N]	odpor ze zrychlení
$O_{rot}$ [N]	odpor rotujících částí
$O_{pos}$ [N]	odpor posuvných částí
$\delta$ [-]	součinitel vlivu rotujících částí (orientační hodnoty na obr. č. 18)

$m$  [kg] hmotnost vozidla

$a$  [ $m \cdot s^{-2}$ ] zrychlení vozidla

Druh vozidel	$i_{min}$	$i_{max}$
osobní automobil	1,04 – 1,08	1,2 – 1,5
nákladní automobil		1,4 – 3,0
speciální automobil (terénní)		2,5 – 6,0

Obr. č. 18 – Orientační hodnoty součinitele vlivu rotujících částí

Zdroj: [20]

- Odpor tahu přípojného vozidla**

Posledním a z důvodu značných hmotnostních rozdílů v jízdní soupravě také nejvýraznějším jízdním odporem v rámci této studie je odpor tahu přípojného vozidla. Je to síla, kterou působí tažené vozidlo na vozidlo motorové a která se skládá z jednotlivých jízdních odporů přípojného vozidla, při jejichž stanovení se postupuje obdobným způsobem, jako v případě motorového vozidla pouze se zamění veličiny, které se vztahují k motorovému vozidlu za veličiny, které se vztahují k přípojnému vozidlu. Základní rovnice odporu tahu přípojného vozidla pak je:

$$O_t = O_{fPV} + O_{sPV} + O_{vzPV} + O_{aPV} \quad [N] \quad (5.9)$$

Kde:

$O_t$  [N] odpor tahu přípojného vozidla

$O_{fPV}$  [N] odpor valení přípojného vozidla

$O_{sPV}$  [N] odpor stoupání přípojného vozidla

$O_{vzPV}$  [N] odpor vzduchu přípojného vozidla

$O_{aPV}$  [N] odpor ze zrychlení přípojného vozidla

Vztah pro výpočet odporu tahu přípojného vozidla po doplnění rovnic (5.3), (5.4), (5.6), (5.8) do rovnice (5.9) a po dosazení jednotlivých parametrů odpovídajícím přípojnému vozidlu:

$$O_t = G_{PV} \cdot \cos \alpha \cdot f + G_{PV} \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot V_x^2 \cdot c_x \cdot S_{xPV} + \delta \cdot m_{PV} \cdot a \quad [N] \quad (5.10)$$

Kde:

$G_{PV}$  [N] tíhová síla přípojného vozidla

$S_{xPV}$  [N] čelní plocha přípojného vozidla

$m_{PV}$  [N] hmotnost přípojného vozidla

## 5.4. Výpočet požadované hnací síly a hnacího momentu

Z hlediska různých režimů jízdy může při běžném používání vozíku nastat několik situací, při kterých se liší také požadované hodnoty výkonu motoru a krouticího momentu. Zmíněné situace jsou rovnoměrný pohyb po rovině, rovnoměrný pohyb do svahu, rozjezd po rovině a rozjezd do svahu, přičemž v každé z těchto situací se může jednat o pohyb samostatného vozíku, jízdní soupravy ve složení vozík a prázdný, nezátížený přívěs, nebo o pohyb jízdní soupravy vozíku s přívěsem, ve kterém je naložen závodní vůz formule. Z důvodu zohlednění všech těchto kombinací pohybů bude uvažovaná koncepce vozíku uzpůsobena tak, aby v největší míře reflektovala skutečné podmínky při běžném používání. Tato skutečnost by měla dopomoci k optimální volbě například motoru, převodového mechanismu nebo zdroje elektrické energie.

### 5.4.1. Předpoklady pro výpočet

- Odhadovaná celková maximální hmotnost vozíku:  $m_1 = 80 \text{ kg}$
- Hmotnost prázdného přípojného vozidla (dle TP):  $m_2 = 496 \text{ kg}$
- Hmotnost závodního vozu (včetně provozních kapalin):  $m_3 = 235 \text{ kg}$
- Hmotnostní rezerva:  $m_4 = 169 \text{ kg}$
- Maximální možná uvažovaná hmotnost přívěsu s nákladem:  $m_5 = 900 \text{ kg}$
- Maximální úhel stoupání vozovky:  $\alpha = 5^\circ$
- Maximální rychlost jízdy soupravy by se měla pohybovat maximálně okolo hodnot průměrné rychlosti chůze člověka, která je:  $v_{ch} = 3,6 - 5,4 \text{ km/h}$  [21]
- Proto maximální rychlost jízdy soupravy:  $v_k = 3 \text{ km/h} = 0,83 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
- Maximální rychlost větru působícího v ose  $x$  proti pohybu jízdy:  $v_v = 20 \text{ km/h}$  [22]
- Výsledná náporová rychlost:  $V_x = v_k + v_v = 3 + 20 = 23 \text{ km/h}$
- Zrychlení soupravy na rovinném povrchu:  $a_r = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- Zrychlení soupravy ve svahu:  $a_s = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- Gravitační zrychlení:  $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- Součinitel odporu valení:  $f = 0,015$  (hodnota součinitele zvolena z obr. č. 16)
- Součinitel odporu vzduchu:  $c_x = 0,8$  (hodnota součinitele je shodná pro vozík i pro přívěs a byla zvolena z obr. č. 17)
- Čelní plocha vozíku:  $S_{xV} = 0,5 \text{ m}^2$  (hodnota získána odhadem)
- Čelní plocha přívěsu:  $S_{xPV} = 1,75 \cdot 1,9 + 2 \cdot (0,5 \cdot 0,18) = 3,51 \text{ m}^2$  (rozměry přívěsu byly použity z kapitoly č. 3.4)

- Součinitel vlivu rotujících částí:  $\delta = 1,04$  (hodnota součinitele zvolena z obr. č. 18)
- Poloměr kol:  $r_k = 0,13 \text{ m}$

#### 5.4.2. Rovnoměrný pohyb po rovině

- **Samostatný vozík**

Tíhová síla vozíku:

$$G_V = m_1 \cdot g$$

$$G_V = 80 \cdot 9,81$$

$$G_V = 784,8 \text{ N}$$

Dosažením rovnic (5.3), (5.4), (5.6), (5.8) do rovnice (5.1) se získá potřebná hnací síla na kolech:

$$F_k = G_V \cdot \cos \alpha \cdot f + G_V \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot V_x^2 \cdot c_x \cdot S_{xV} + \delta \cdot m_1 \cdot a_r + O_t$$

$$F_k = 784,8 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,015 + 784,8 \cdot \sin 0^\circ + 0,05 \cdot 23^2 \cdot 0,8 \cdot 0,5 + 1,04 \cdot 80 \cdot 0 + 0$$

$$F_k = 22,35 \text{ N}$$

Určení výkonu potřebného k pokrytí ztrát jízdních odporů:

$$P_k = F_k \cdot v_k$$

$$P_k = 22,35 \cdot 0,83$$

$$P_k = 18,63 \text{ W}$$

Určení potřebného hnacího momentu na kolech:

$$M_k = F_k \cdot r_k$$

$$M_k = 22,35 \cdot 0,13$$

$$M_k = 2,91 \text{ Nm}$$

- **Jízdní souprava ve složení vozík a prázdný přívěs**

Tíhová síla přívěsu:

$$G_{PV} = m_2 \cdot g$$

$$G_{PV} = 496 \cdot 9,81$$

$$G_{PV} = 4865,76 \text{ N}$$

Dosazením rovnic (5.3), (5.4), (5.6), (5.8), (5.10) do rovnice (5.1) se získá potřebná hnací síla na kolech:

$$F_k = G_V \cdot \cos \alpha \cdot f + G_V \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot V_x^2 \cdot c_x \cdot S_{xV} + \delta \cdot m_1 \cdot a_r + G_{PV} \cdot f + G_{PV} \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot V_x^2 \cdot c_x \cdot S_{xPV} + \delta \cdot m_2 \cdot a_r$$

$$F_k = 784,8 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,015 + 784,8 \cdot \sin 0^\circ + 0,05 \cdot 23^2 \cdot 0,8 \cdot 0,5 + 1,04 \cdot 80 \cdot 0 + 4865,76 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,015 + 4865,76 \cdot \sin 0^\circ + 0,05 \cdot 23^2 \cdot 0,8 \cdot 3,51 + 1,04 \cdot 496 \cdot 0$$

$$F_k = 169,61 \text{ N}$$

Určení výkonu potřebného k pokrytí ztrát jízdních odporů:

$$P_k = F_k \cdot v_k$$

$$P_k = 169,61 \cdot 0,83$$

$$P_k = 141,34 \text{ W}$$

Určení potřebného hnacího momentu na kolech:

$$M_k = F_k \cdot r_k$$

$$M_k = 169,61 \cdot 0,13$$

$$M_k = 22,05 \text{ Nm}$$

- **Jízdní souprava ve složení vozík a plně zatížený přívěs**

Tíhová síla plně zatíženého přívěsu:

$$G_{PVF} = m_5 \cdot g$$

$$G_{PVF} = 900 \cdot 9,81$$

$$G_{PVF} = 8829 \text{ N}$$

Dosazením rovnic (5.3), (5.4), (5.6), (5.8), (5.10) do rovnice (5.1) se získá potřebná hnací síla na kolech:

$$F_k = G_V \cdot \cos \alpha \cdot f + G_V \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot V_x^2 \cdot c_x \cdot S_{xV} + \delta \cdot m_1 \cdot a_r + G_{PVF} \cdot \cos \alpha \cdot f + G_{PVF} \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot V_x^2 \cdot c_x \cdot S_{xPV} + \delta \cdot m_5 \cdot a_r$$

$$F_k = 784,8 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,015 + 784,8 \cdot \sin 0^\circ + 0,05 \cdot 23^2 \cdot 0,8 \cdot 0,5 + 1,04 \cdot 80 \cdot 0 + 8829 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,015 + 8829 \cdot \sin 0^\circ + 0,05 \cdot 23^2 \cdot 0,8 \cdot 3,51 + 1,04 \cdot 900 \cdot 0$$

$$F_k = 229,06 \text{ N}$$

Určení výkonu potřebného k pokrytí ztrát jízdních odporů:

$$P_k = F_k \cdot v_k$$

$$P_k = 229,06 \cdot 0,83$$

$$P_k = 190,88 \text{ W}$$

Určení potřebného hnacího momentu na kolech:

$$M_k = F_k \cdot r_k$$

$$M_k = 229,06 \cdot 0,13$$

$$M_k = 29,78 \text{ Nm}$$

#### 5.4.3. Rovnoměrný pohyb do svahu

- **Samostatný vozík**

Obdobným postupem jako v předcházejících bodech se získá potřebná hnací síla na kolech:

$$F_k = G_V \cdot \cos \alpha \cdot f + G_V \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot V_x^2 \cdot c_x \cdot S_{xV} + \delta \cdot m_1 \cdot a_s + O_t$$

$$F_k = 784,8 \cdot \cos 5^\circ \cdot 0,015 + 784,8 \cdot \sin 5^\circ + 0,05 \cdot 23^2 \cdot 0,8 \cdot 0,5 + 1,04 \cdot 80 \cdot 0 + 0$$

$$F_k = 90,71 \text{ N}$$

Určení výkonu potřebného k pokrytí ztrát jízdních odporů:

$$P_k = F_k \cdot v_k$$

$$P_k = 90,71 \cdot 0,83$$

$$P_k = 75,59 \text{ W}$$

Určení potřebného hnacího momentu na kolech:

$$M_k = F_k \cdot r_k$$

$$M_k = 90,71 \cdot 0,13$$

$$M_k = 11,79 \text{ Nm}$$

- **Jízdní souprava ve složení vozík a prázdný přívěs**

Obdobným postupem jako v předcházejících bodech se získá potřebná hnací síla na kolech:

$$F_k = G_V \cdot \cos \alpha \cdot f + G_V \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot V_x^2 \cdot c_x \cdot S_{xV} + \delta \cdot m_1 \cdot a_s + G_{PV} \cdot f + G_{PV} \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot V_x^2 \cdot c_x \cdot S_{xPV} + \delta \cdot m_2 \cdot a_s$$

$$F_k = 784,8 \cdot \cos 5^\circ \cdot 0,015 + 784,8 \cdot \sin 5^\circ + 0,05 \cdot 23^2 \cdot 0,8 \cdot 0,5 + 1,04 \cdot 80 \cdot 0 +$$



$$4865,76 \cdot \cos 5^\circ \cdot 0,015 + 4865,76 \cdot \sin 5^\circ + 0,05 \cdot 23^2 \cdot 0,8 \cdot 3,51 + 1,04 \cdot 496 \cdot 0$$

$$F_k = 661,77 \text{ N}$$

Určení výkonu potřebného k pokrytí ztrát jízdních odporů:

$$P_k = F_k \cdot v_k$$

$$P_k = 661,77 \cdot 0,83$$

$$P_k = 551,47 \text{ W}$$

Určení potřebného hnacího momentu na kolech:

$$M_k = F_k \cdot r_k$$

$$M_k = 661,77 \cdot 0,13$$

$$M_k = 86,03 \text{ Nm}$$

- **Jízdní souprava ve složení vozík a plně zatížený přívěs**

Obdobným postupem jako v předcházejících bodech se získá potřebná hnací síla na kolech:

$$F_k = G_V \cdot \cos \alpha \cdot f + G_V \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot V_x^2 \cdot c_x \cdot S_{xV} + \delta \cdot m_1 \cdot a_s +$$

$$G_{PVF} \cdot \cos \alpha \cdot f + G_{PVF} \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot V_x^2 \cdot c_x \cdot S_{xPV} + \delta \cdot m_5 \cdot a_s$$

$$F_k = 784,8 \cdot \cos 5^\circ \cdot 0,015 + 784,8 \cdot \sin 5^\circ + 0,05 \cdot 23^2 \cdot 0,8 \cdot 0,5 + 1,04 \cdot 80 \cdot 0 +$$

$$8829 \cdot \cos 5^\circ \cdot 0,015 + 8829 \cdot \sin 5^\circ + 0,05 \cdot 23^2 \cdot 0,8 \cdot 3,51 +$$

$$1,04 \cdot 900 \cdot 0$$

$$F_k = 1066,41 \text{ N}$$

Určení výkonu potřebného k pokrytí ztrát jízdních odporů:

$$P_k = F_k \cdot v_k$$

$$P_k = 1066,41 \cdot 0,83$$

$$P_k = 888,67 \text{ W}$$

Určení potřebného hnacího momentu na kolech:

$$M_k = F_k \cdot r_k$$

$$M_k = 1066,41 \cdot 0,13$$

$$M_k = 138,63 \text{ Nm}$$

#### 5.4.4. Rozjezd po rovině

- **Samostatný vozík**

Obdobným postupem jako v předcházejících bodech se získá potřebná hnací síla na kolech:

$$F_k = G_V \cdot \cos \alpha \cdot f + G_V \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot V_x^2 \cdot c_x \cdot S_{xV} + \delta \cdot m_1 \cdot a_r + O_t$$

$$F_k = 784,8 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,015 + 784,8 \cdot \sin 0^\circ + 0,05 \cdot 23^2 \cdot 0,8 \cdot 0,5 + 1,04 \cdot 80 \cdot 0,2 + 0$$

$$F_k = 38,99 \text{ N}$$

Určení výkonu potřebného k pokrytí ztrát jízdních odporů:

$$P_k = F_k \cdot v_k$$

$$P_k = 38,99 \cdot 0,83$$

$$P_k = 32,49 \text{ W}$$

Určení potřebného hnacího momentu na kolech:

$$M_k = F_k \cdot r_k$$

$$M_k = 38,99 \cdot 0,13$$

$$M_k = 5,07 \text{ Nm}$$

- **Jízdní souprava ve složení vozík a prázdný přívěš**

Obdobným postupem jako v předcházejících bodech se získá potřebná hnací síla na kolech:

$$F_k = G_V \cdot \cos \alpha \cdot f + G_V \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot V_x^2 \cdot c_x \cdot S_{xV} + \delta \cdot m_1 \cdot a_r + G_{PV} \cdot f + G_{PV} \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot V_x^2 \cdot c_x \cdot S_{xPV} + \delta \cdot m_2 \cdot a_r$$

$$F_k = 784,8 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,015 + 784,8 \cdot \sin 0^\circ + 0,05 \cdot 23^2 \cdot 0,8 \cdot 0,5 + 1,04 \cdot 80 \cdot 0,2 + 4865,76 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,015 + 4865,76 \cdot \sin 0^\circ + 0,05 \cdot 23^2 \cdot 0,8 \cdot 3,51 + 1,04 \cdot 496 \cdot 0,2$$

$$F_k = 289,42 \text{ N}$$

Určení výkonu potřebného k pokrytí ztrát jízdních odporů:

$$P_k = F_k \cdot v_k$$

$$P_k = 289,42 \cdot 0,83$$

$$P_k = 241,18 \text{ W}$$

Určení potřebného hnacího momentu na kolech:

$$M_k = F_k \cdot r_k$$

$$M_k = 289,42 \cdot 0,13$$

$$M_k = 37,62 \text{ Nm}$$

- **Jízdní souprava ve složení vozík a plně zatížený přívěs**

Obdobným postupem jako v předcházejících bodech se získá potřebná hnací síla na kolech:

$$F_k = G_V \cdot \cos \alpha \cdot f + G_V \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot V_x^2 \cdot c_x \cdot S_{xV} + \delta \cdot m_1 \cdot a_r +$$

$$G_{PVF} \cdot \cos \alpha \cdot f + G_{PVF} \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot V_x^2 \cdot c_x \cdot S_{xPV} + \delta \cdot m_5 \cdot a_r$$

$$F_k = 784,8 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,015 + 784,8 \cdot \sin 0^\circ + 0,05 \cdot 23^2 \cdot 0,8 \cdot 0,5 + 1,04 \cdot 80 \cdot 0,2 +$$

$$8829 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,015 + 8829 \cdot \sin 0^\circ + 0,05 \cdot 23^2 \cdot 0,8 \cdot 3,51 +$$

$$1,04 \cdot 900 \cdot 0,2$$

$$F_k = 432,9 \text{ N}$$

Určení výkonu potřebného k pokrytí ztrát jízdních odporů:

$$P_k = F_k \cdot v_k$$

$$P_k = 432,9 \cdot 0,83$$

$$P_k = 360,75 \text{ W}$$

Určení potřebného hnacího momentu na kolech:

$$M_k = F_k \cdot r_k$$

$$M_k = 432,9 \cdot 0,13$$

$$M_k = 56,28 \text{ Nm}$$

#### 5.4.5. Rozjezd do svahu

- **Samostatný vozík**

Obdobným postupem jako v předcházejících bodech se získá potřebná hnací síla na kolech:

$$F_k = G_V \cdot \cos \alpha \cdot f + G_V \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot V_x^2 \cdot c_x \cdot S_{xV} + \delta \cdot m_1 \cdot a_s + O_t$$

$$F_k = 784,8 \cdot \cos 5^\circ \cdot 0,015 + 784,8 \cdot \sin 5^\circ + 0,05 \cdot 23^2 \cdot 0,8 \cdot 0,5 + 1,04 \cdot 80 \cdot 0,1 + 0$$

$$F_k = 99,03 \text{ N}$$

Určení výkonu potřebného k pokrytí ztrát jízdních odporů:

$$P_k = F_k \cdot v_k$$

$$P_k = 99,03 \cdot 0,83$$

$$P_k = 82,52 \text{ W}$$

Určení potřebného hnacího momentu na kolech:

$$M_k = F_k \cdot r_k$$

$$M_k = 99,03 \cdot 0,13$$

$$M_k = 12,87 \text{ Nm}$$

- **Jízdní souprava ve složení vozík a prázdný přívěs**

Obdobným postupem jako v předcházejících bodech se získá potřebná hnací síla na kolech:

$$F_k = G_V \cdot \cos \alpha \cdot f + G_V \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot V_x^2 \cdot c_x \cdot S_{xV} + \delta \cdot m_1 \cdot a_s + G_{PV} \cdot f + G_{PV} \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot V_x^2 \cdot c_x \cdot S_{xPV} + \delta \cdot m_2 \cdot a_s$$

$$F_k = 784,8 \cdot \cos 5^\circ \cdot 0,015 + 784,8 \cdot \sin 5^\circ + 0,05 \cdot 23^2 \cdot 0,8 \cdot 0,5 + 1,04 \cdot 80 \cdot 0,1 + 4865,76 \cdot \cos 5^\circ \cdot 0,015 + 4865,76 \cdot \sin 5^\circ + 0,05 \cdot 23^2 \cdot 0,8 \cdot 3,51 + 1,04 \cdot 496 \cdot 0,1$$

$$F_k = 721,67 \text{ N}$$

Určení výkonu potřebného k pokrytí ztrát jízdních odporů:

$$P_k = F_k \cdot v_k$$

$$P_k = 721,67 \cdot 0,83$$

$$P_k = 601,39 \text{ W}$$

Určení potřebného hnacího momentu na kolech:

$$M_k = F_k \cdot r_k$$

$$M_k = 721,67 \cdot 0,13$$

$$M_k = 93,82 \text{ Nm}$$

- **Jízdní souprava ve složení vozík a plně zatížený přívěs**

Obdobným postupem jako v předcházejících bodech se získá potřebná hnací síla na kolech:

$$F_k = G_V \cdot \cos \alpha \cdot f + G_V \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot V_x^2 \cdot c_x \cdot S_{xV} + \delta \cdot m_1 \cdot a_s + G_{PVF} \cdot \cos \alpha \cdot f + G_{PVF} \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot V_x^2 \cdot c_x \cdot S_{xPV} + \delta \cdot m_5 \cdot a_s$$

$$F_k = 784,8 \cdot \cos 5^\circ \cdot 0,015 + 784,8 \cdot \sin 5^\circ + 0,05 \cdot 23^2 \cdot 0,8 \cdot 0,5 + 1,04 \cdot 80 \cdot 0,1 + 7171,11 \cdot \cos 5^\circ \cdot 0,015 + 7171,11 \cdot \sin 5^\circ + 0,05 \cdot 23^2 \cdot 0,8 \cdot 3,51 + 1,04 \cdot 900 \cdot 0,1$$

$$F_k = 1168,33 \text{ N}$$

Určení výkonu potřebného k pokrytí ztrát jízdních odporů:

$$P_k = F_k \cdot v_k$$

$$P_k = 1168,33 \cdot 0,83$$

$$P_k = 973,61 \text{ W}$$

Určení potřebného hnacího momentu na kolech:

$$M_k = F_k \cdot r_k$$

$$M_k = 1168,33 \cdot 0,13$$

$$M_k = 151,88 \text{ Nm}$$

#### 5.4.6. Přehled parametrů pro jednotlivé režimy jízdy

Pro lepší přehlednost vypočtených výsledků byly hodnoty hnací síly, výkonu potřebného k pokrytí ztrát jízdních odporů a hnacího momentu pro jednotlivé režimy jízdy zavedeny do tabulky č. 4.

		Rovnoměrný pohyb po rovině	Rovnoměrný pohyb do svahu	Rozjezd po rovině	Rozjezd do svahu
Samostatný vozík	Hnací síla na kolech $F_k$ [N]	22,35	90,71	38,99	99,03
	Výkon na kolech $P_k$ [W]	18,63	75,59	32,49	82,52
	Hnací moment na kolech $M_k$ [Nm]	2,91	11,79	5,07	12,87
Jízdní souprava: vozík a prázdný přívěs	Hnací síla na kolech $F_k$ [N]	169,61	661,77	289,42	721,67
	Výkon na kolech $P_k$ [W]	141,34	551,47	241,18	601,39
	Hnací moment na kolech $M_k$ [Nm]	22,05	86,03	37,62	93,82
Jízdní souprava: vozík a plně zatížený přívěs	Hnací síla na kolech $F_k$ [N]	229,06	1066,41	432,90	<b>1168,33</b>
	Výkon na kolech $P_k$ [W]	190,88	888,67	360,75	<b>973,61</b>
	Hnací moment na kolech $M_k$ [Nm]	29,78	138,63	56,28	<b>151,88</b>

*Tab. č. 4 – Přehled potřebné hnací síly na kolech, výkonu potřebného k pokrytí ztrát jízdních odporů a hnacího momentu na kolech v závislosti na různých režimech jízdy*

*Zdroj: [Vlastní zpracování]*

Z tabulky č. 4 je možno vidět, že nejvyšší hodnoty potřebné hnací síly, výkonu potřebného k pokrytí ztrát jízdních odporů a hnacího momentu podle očekávání nastávají při rozjezdu plně zatížené jízdní soupravy tj. vozík s přívěsem, ve kterém je naložen vůz formule, do svahu (zvýrazněno červenou barvou). Z těchto maximálních možných hodnot je potřeba vycházet při volbě vhodného motoru, převodového mechanismu a mnoha dalších aspektů.

### **5.5. Mechanika styku kolo-vozovka**

Vzhledem k hodnotám hnací síly na kolech, která se odvíjí od poměrně velké hmotnosti taženého přívěsu, je v rámci této studie nutno zjistit, jak velkou hnací sílu je v tomto případě možno přenést pomocí mechanického styku kolo-vozovka. Na výslednou hodnotu síly, kterou je možno přenést má vliv svislé zatížení kola a součinitel adheze, který zahrnuje veškeré vlastnosti pneumatiky a také vozovky. Postup výpočtu včetně použitých vzorců byl převzat z [23].

#### **Svislá zatěžující síla**

Celková zatěžující síla v ose  $z$  je složena z tíhové síly vozíku a ze svislé síly, kterou působí tažné zařízení přívěsu v ose  $z$  na přívěsný kloub vozíku.

#### **Tíhová síla vozíku**

Hodnota tíhové síly vozíku byla spočtena v bodě 5.4.2.

$$G_V = 784,8 \text{ N}$$

#### **Svislá síla tažného zařízení přívěsu působící na vozík**

Předpokládejme dle pravidel silničního provozu správné rozložení hmotnosti přívěsu pomocí vhodného způsobu umístění nákladu v přívěsu tak, aby se těžiště přívěsu nacházelo před osou nápravy přívěsu, co nejblíže tažnému zařízení tažného vozidla, což bude mít za následek žádaný jev, kterým je maximalizace této svislé síly od tažného zařízení, která zde bude působit pouze směrem k vozovce. Na základě tohoto se zvětší hodnota reakcí vozovky na kola zadní nápravy, čímž dojde ke zvětšení adhezivní síly mezi hnacími koly a

vozovkou což má za následek lepší přenos hnací síly z kol na vozovku, větší hodnotu brzdné síly a celkově se zlepši jízdní stabilita soupravy.

Při nedodržení pravidel správně loženého přívěsu může nastat negativní jev v podobě svislé síly od přívěsu, která působí směrem vzhůru od vozovky, tím snižuje velikost silových reakcí od vozovky na kola zadní nápravy což má za následek nestabilitu vozíku a tím i celé soupravy. Tahle skutečnost však neplatí pouze v případě tohoto vozíku, nesprávně ložený přívěs, kde je těžiště přívěsu směrem dozadu za osou nápravy přívěsu, má stejný dopad dokonce i na běžné silniční vozidlo, kde tento tažený přívěs také velmi výrazně a hlavně negativně ovlivní jízdní stabilitu, z toho důvodu je potřeba řídit se tímto doporučením obzvlášť v případě tohoto vozíku, jehož hmotnost je oproti taženému přívěsu velmi zanedbatelná.

Minimální hmotnost přívěsu je 496 kg avšak maximální užitečná hmotnost přívěsu může dosáhnout hodnoty až 1600 kg a tudíž velikost svislé síly od tažného zařízení přívěsu působící na přívěsný kloub závisí na okamžité hmotnosti přívěsu. Pro početní účely lze předpokládat, že hodnota této svislé síly bude nabývat hodnot v rozmezí 5-10% z celkové tíhové síly přívěsu. V rámci této studie je předpokládána maximální hmotnost přívěsu 900 kg. Na základě tohoto předpokladu byla v bodě 5.4.2. určena tíhová síla maximálně zatíženého přívěsu  $G_{PVF} = 8829 \text{ N}$ . Za předpokladu, že hodnota svislé síly přívěsu, působící na přívěsný kloub vozíku, bude 9 % z celkové tíhové síly přívěsu, potom velikost svislé síly od přívěsu:

$$F_{zPř} = G_{PVF} \cdot 0,09$$

$$F_{zPř} = 8829 \cdot 0,09$$

$$F_{zPř} = 794,61 \text{ N}$$

Hodnota této svislé zatěžující síly působící na přívěsný kloub přibližně odpovídá hmotnosti 80 kg. Tato hodnota se blíží hodnotě pro maximální povolené svislé zatížení přívěsného kloubu daného předpisy.

#### **Výpočet celkové svislé síly $F_Z$**

$$F_Z = G_V + F_{zPř}$$

$$F_Z = 784,8 + 794,61$$

$$F_Z = 1569,6 \text{ N}$$

### 5.5.1. Výpočet adhezční síly

$$F_X = \mu \cdot F_Z$$

$$F_X = 0,85 \cdot 1569,6$$

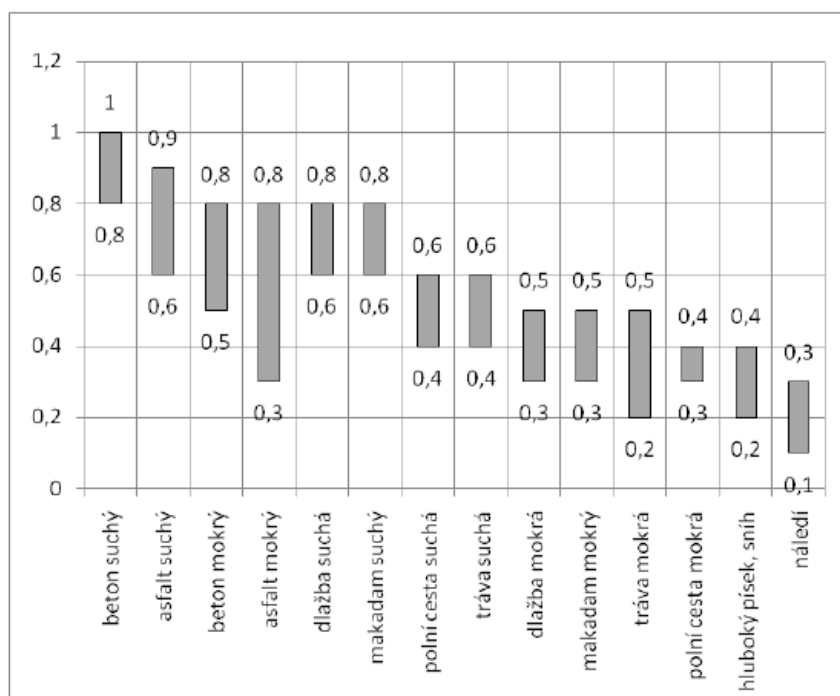
$$F_X = 1334,16 \text{ N}$$

Kde:

$F_Z$  [N] Svislá zatěžující síla

$\mu$  [-] Součinitel adheze:  $\mu = 0,85$

(Orientační hodnota součinitele zvolena z obr. č. 19)



Obr. č. 19 – Orientační hodnoty součinitele adheze v závislosti na povrchu vozovky

Zdroj: [23]

### Vztah mezi hnací silou na kole a adhezční silou

$$F_X \geq F_K$$

$$1334,16 \text{ N} \geq 1168,33 \text{ N}$$

**Podmínka přenosu hnací síly na vozovku splněna**

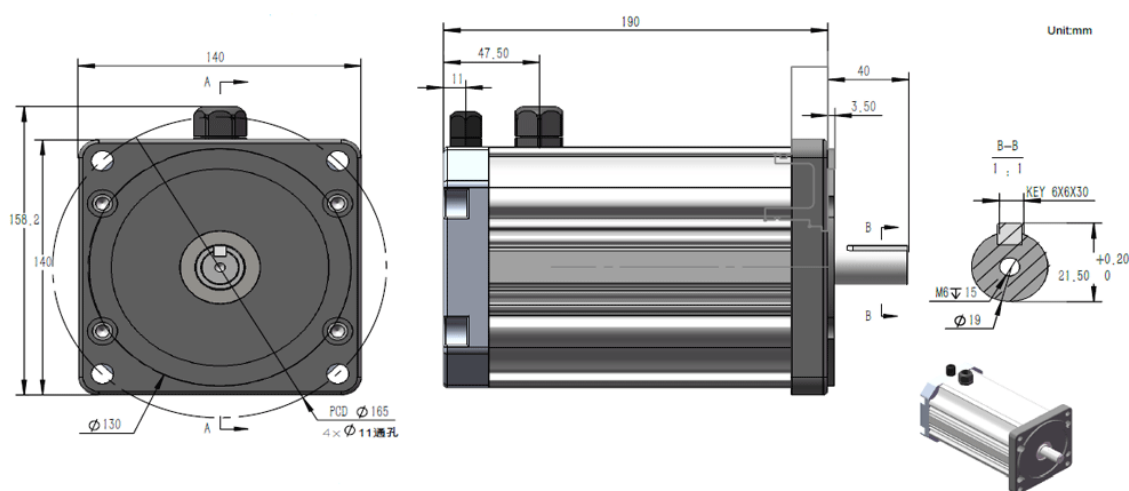


## 5.6. Volba motoru

Vybraný motor určený k pohonu vozíku by měl disponovat rozměrovou nenáročností při zachování dostatečně vysokém výkonu. Zároveň by však neměl mít příliš vysokou spotřebu elektrické energie z důvodu relativně omezených velikostí a kapacit akumulátorů. Při respektování těchto požadavků přicházely v úvahu elektromotory pracující při napětí 24, 36 nebo 48 voltů. Dostupné 24 voltové elektromotory většinou nedosahují požadovaných výkonů, nebo mají příliš velkou spotřebu elektrické energie. Zatímco nevýhodou 48 voltových elektromotorů je náročnost na počet, velikost a hmotnost akumulátorů. Ačkoli mají 48 voltové elektromotory víc než dostatečně vysoké hodnoty výkonů, optimální volbou je v tomto případě elektromotor pracující při napětí 36 voltů.

Pro pohon vozíku byl zvolen 36 voltový, bezkartáčový, stejnosměrný elektromotor od společnosti Volcano Electric s označením VOL-BL130C36 (obr. č. 20). Jedná se o nízko napěťový elektromotor, mezi jehož hlavní výhody patří nižší nároky na údržbu, delší životnost, vysoký poměr výkonu a hmotnosti, tichý chod, vysoká účinnost a efektivní odvod tepla.

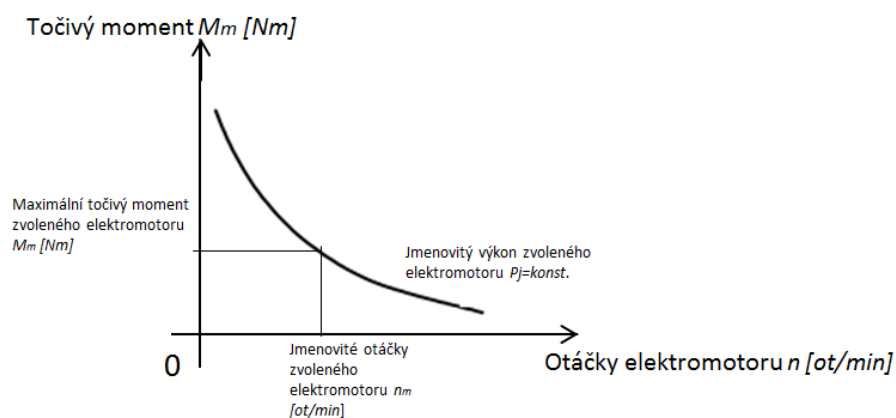
### 5.6.1. Technické parametry motoru



Obr. č. 20 – Zvolený motor od společnosti Volcano Electric

Zdroj: [24]

- Charakteristika stejnosměrného elektromotoru



Obr. č. 21 – Charakteristika zvoleného elektromotoru

Zdroj: [Vlastní zpracování]

Výrobce	Volcano Electric
Označení motoru	VOL-BL130C36
Typ motoru	Bezkartáčový stejnosměrný motor
Výkon elektromotoru $P_M$ [W]	1300
Napětí $U$ [V]	36
Jmenovité otáčky elektromotoru $n_M$ [ot · min <sup>-1</sup> ]	3200
Hluk [dB]	60

Tab. č. 5 – Technické parametry motoru uváděné výrobcem

Zdroj: [24] + Vlastní zpracování

- **Výpočet točivého momentu motoru:**

$$M_M = \frac{P_M}{\omega} = \frac{P_M}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_M}{60}}$$

$$M_M = \frac{1300}{2 \cdot \pi \cdot \frac{3200}{60}}$$

$$M_M = 3,88 \text{ Nm}$$

- **Výpočet proudového odběru elektromotoru:**

$$P_M = U \cdot I$$

$$I = \frac{P_M}{U}$$

$$I = \frac{1300}{36} = 36,1 \text{ A}$$

Vzhledem k hodnotě točivého momentu motoru, který je vzhledem k požadavkům nedostačující a hodnotě otáček hřídele, která je pro tyto účely naopak příliš vysoká, je potřeba použít vhodného převodového mechanismu s odpovídajícím převodovým poměrem.

- **Výpočet požadovaného převodového poměru:**

$$i_p = 3,6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{\frac{n_M}{60} \cdot r_k}{v_k}$$

$$i_p = 3,6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{\frac{3200}{60} \cdot 0,13}{3}$$

$$i_p = 52,28$$

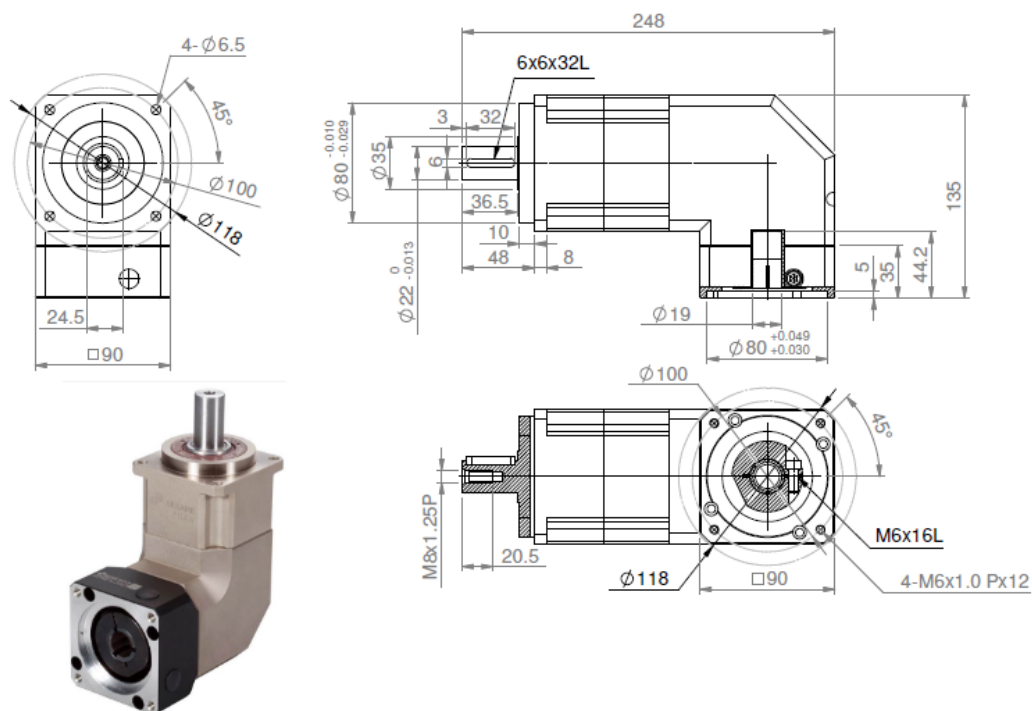
Zaokrouhleno na hodnotu  $i_p = 52$

Hodnota celkového požadovaného převodového poměru je poměrně vysoká a z konstrukčního hlediska při použití pouze řetězového převodu také nedosažitelná. Aby bylo možné dosáhnout požadovaného převodového poměru, bude použit řetězový převod v kombinaci s planetovou převodovkou, jejíž parametry jsou specifikovány v následujícím bodě.

## 5.7. Volba planetové převodovky

Pro potřeby této studie byla zvolena pravoúhlá dvoustupňová planetová převodovka od společnosti Sesame Motor s označením PGRH – 90 (T) (obr. č. 22), jejíž technické parametry jsou uvedeny v tabulce č. 4. Volba pravoúhlé převodovky namísto přímé převodovky byla učiněna z důvodu snahy o zachování co nejmenšího rozchodu kol a tím i co nejmenší možné šířky celého vozíku. Elektromotor spolu s přímou planetovou převodovkou by vytvořil celek, jehož příčná délka by byla téměř totožná jako samotná šířka vozíku. V kombinaci s umístěním řetězového převodu blízko podélné osy vozíku z důvodu malé šířky zadní nápravy by došlo k výraznému ovlivnění příčné polohy těžiště a tím i celé příčné stability vozíku.

### 5.7.1. Technické parametry planetové převodovky



Obr. č. 22 – Zvolená převodovka od společnosti Sesame Motor a její rozměrové parametry

Zdroj: [25]

Výrobce	Sesame Motor
Číslo převodovky	PUL-90(T)
Typ převodovky	Planetová dvoustupňová pravoúhlá
Výstupní hnací moment $M_{pp}$ [Nm]	140
Převodový poměr $i_{pp}$ [-]	25
Jmenovité vstupní otáčky $n_{pp \text{ jmen.}}$ [ot/min]	4000
Maximální vstupní otáčky $n_{pp \text{ max}}$ [ot/min]	8000
Účinnost $\mu_{pp}$ [-]	0,92
Hmotnost $m_{pp}$ [kg]	7
Hlučnost [dB]	66
Pracovní teplota [°C]	-10 až +90

Tab. č. 6 – Technické parametry převodovky uváděné výrobcem

Zdroj: [25] + Vlastní zpracování

## 5.8. Základní výpočty pro volbu řetězového převodu

Tato kapitola obsahuje zjednodušený návrh řetězového převodu, který obsahuje základní výpočty potřebné k optimální volbě rozměrů řetězových kol a velikosti a typu řetězu. Veškerý postup výpočtu včetně všech vzorců i úvah je převzat z [36].

Hodnota celkového potřebného převodového poměru, jehož výpočet je obsažen v kapitole č. 5.6.1., je  $i_p = 52$ . Převodový poměr planetové převodovky je  $i_{pp} = 25$ . Hodnota převodového poměru řetězového převodu proto bude:

$$i_{rp} = \frac{i_p}{i_{pp}}$$

$$i_{rp} = \frac{52}{25}$$

$$i_{rp} = 2,08$$

Zaokrouhleno na hodnotu  $i_{rp} = 2$

### 5.8.1. Vstupní hodnoty pro návrh řetězového převodu

Přenášený výkon:  $P_M = 1300 \text{ W}$

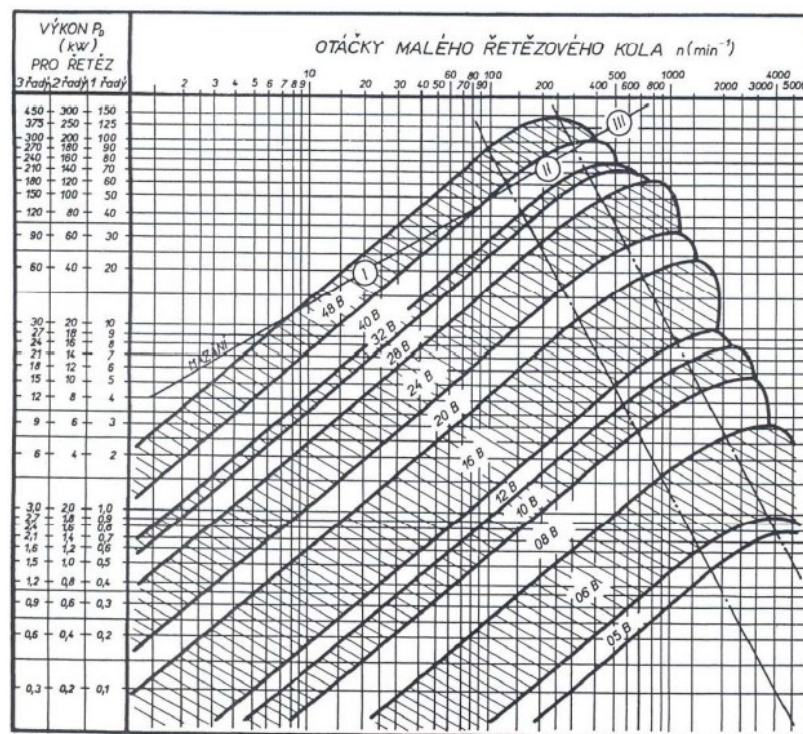
Otáčky hnacího řetězového kola:  $n_1 = \frac{n_m}{i_{pp}} = \frac{3200}{25} = 128 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

Převodový poměr řetězového převodu:  $i_{rp} = 2$

Tolerance převodového poměru:  $\Delta i = 5\%$

### 5.8.2. Určení velikosti a typu řetězu

Podle přiloženého diagramu (obr. č. 23) byl závislosti na přenášeném výkonu a otáčkách malého, hnacího, řetězového kola, zvolen normalizovaný jednořadý řetěz s označením ŘETĚZ 10 B-1 ČSN 02 3311.1



Obr. č. 23 – Výkonový diagram určení velikosti a typu válečkového řetězu

Zdroj: [36]

### 5.8.3. Volba počtu zubů malého řetězového kola

Z hlediska rovnoměrnosti chodu převodu a v závislosti na hodnotě obvodové rychlosti malého řetězového kola (obr. č. 24) byl zvolen počet zubů malého řetězového kola  $z_1 = 17$  zubů.

$v [m \cdot s^{-1}]$	< 4	8	10	12	15
$z_1 \text{ MIN}$	17	19	21	23	25

Obr. č. 24 – Volba počtu zubů malého řetězového kola v závislosti na obvodové rychlosti

Zdroj: [36]

### 5.8.4. Počet zubů velkého řetězového kola

$$z_2 = z_1 \cdot i_{\text{řp}}$$

$$z_2 = 17 \cdot 2$$

$$z_2 = 35 \text{ zubů}$$

### 5.8.5. Doplňující výpočty řetězového převodu

- Skutečný převodový poměr:

$$i_{skut} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$i_{skut} = \frac{35}{17} = 2$$

V tomto případě  $i_{skut} = i_{řp}$

- **Ověření splnění podmínky zadané tolerance převodového poměru:**

$$i_{řp} \cdot \left(1 - \frac{\Delta i}{100}\right) \leq i_{skut} \leq i_{řp} \cdot \left(1 + \frac{\Delta i}{100}\right)$$

$$2 \cdot \left(1 - \frac{5}{100}\right) \leq 2 \leq 2 \cdot \left(1 + \frac{5}{100}\right)$$

$$1,9 \leq 2 \leq 2,1$$

V tomto případě kdy  $i_{skut} = i_{řp}$ , je podmínka tolerance samozřejmě splněna. Výpočet je důležitý zejména pro případnou úpravu hodnoty požadovaného převodového poměru řetězového převodu  $i_{řp}$ , nebo v případě úpravy počtu zubů řetězových kol  $z_1$  a  $z_2$ .

- **Výpočet roztečných průměrů řetězových kol:**

$$D_1 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}}$$

$$D_1 = \frac{15,875}{\sin \frac{180}{17}} = 86,39 \text{ mm}$$

$$D_2 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}}$$

$$D_2 = \frac{15,875}{\sin \frac{180}{35}} = 172,05 \text{ mm}$$

Kde:

$t$  je normalizovaná velikost rozteče jednotlivých článků řetězu, která dle strojnických tabulek [5,28] pro ŘETĚZ 10 B-1 ČSN 02 3311.1 je  $t = 15,875 \text{ mm}$

- **Výpočet teoretické osové vzdálenosti řetězových kol**

$$A_t = 20 \cdot t$$

$$A_t = 20 \cdot 15,875 = 317,5 \text{ mm}$$

- **Výpočet obvodové rychlosti malého řetězového kola:**

$$v_o = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{1000 \cdot 60}$$

$$v_o = \frac{\pi \cdot 86,39 \cdot 128}{60000}$$

$$v_o = 0,579 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Zvolený počet zubů malého řetězového kola  $z_1 = 17$  je z hlediska rovnoměrnosti chodu převodu určen pro obvodové rychlosti  $v_o \leq 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . V tomto případě je tato podmínka splněna a zvolený počet zubů je vyhovující.

#### 5.8.6. Kontrola řetězu z hlediska bezpečnosti proti přetržení

- **Obvodová síla:**

$$F_o = \frac{P_M}{v_o}$$

$$F_o = \frac{1300}{0,579}$$

$$F_o = 2245,16 \text{ N}$$

- **Tahová složka způsobená odstředivou silou:**

$$F_c = m_{1mř} \cdot v_o^2$$

$$F_c = 0,95 \cdot 0,579^2$$

$$F_c = 0,55 \text{ N}$$

Kde:

$m_{1mř}$  je normalizovaná hmotnost 1 metru řetězu, která dle strojnických tabulek [8,28] pro ŘETĚZ 10 B-1 ČSN 02 3311.1 je  $m_{1mř} = 0,95 \text{ kg}$

- **Tahová složka způsobená tíhou volné, dolní větve řetězu:**

$$F_m = \frac{m_{1mř} \cdot A_t^2}{8 \cdot h} \cdot g$$



$$F_m = \frac{0,95 \cdot 0,3175^2}{8 \cdot 0,00635} \cdot 9,81$$

$$F_m = 18,49 \text{ N}$$

Kde:

$h$  je průhyb dolní větve řetězu.  $h = 0,02 \cdot A_t = 0,02 \cdot 317,5 = 6,35 \text{ mm}$

- **Celková tahová síla v tažné větvi řetězu:**

$$F_1 = F_o + F_c + F_m$$

$$F_1 = 2245,16 + 0,55 + 18,49$$

$$F_1 = 2264,2 \text{ N}$$

- **Bezpečnost proti přetržení:**

**Bezpečnost při statickém zatížení:**

$$k_s = \frac{F_{krit}}{F_1}$$

$$k_s = \frac{22200}{2264,2}$$

$$k_s = 9,72$$

**Bezpečnost při dynamickém zatížení:**

$$k_d = \frac{F_{krit}}{F_1 \cdot Y}$$

$$k_d = \frac{22000}{2264,2 \cdot 1,8}$$

$$k_d = 5,4$$

Kde:

$F_{krit}$  je síla při přetržení řetězu, jejíž hodnota pro ŘETĚZ 10 B-1 ČSN 02 3311.1 dle strojnických tabulek [8,28] je  $F_{krit} = 22,2 \text{ kN} = 22200 \text{ N}$

$Y$  je činitel rázů, který je dán druhem provozu a jehož hodnota se pohybuje v rozmezí 1,3 až 2,5. Pro tento případ bylo zvoleno  $Y = 1,8$

### 5.8.7. Výpočet počtu článků řetězu

$$X = 2 \cdot \frac{A_t}{t} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{A_t}$$

$$X = 2 \cdot \frac{317,5}{15,875} + \frac{34 + 17}{2} + \left( \frac{34 - 17}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{15,875}{317,5}$$

$$X = 65,86 \text{ článků}$$

Zaokrouhleno na vyšší, sudý počet článků  $X = 68$  článků

### 5.8.8. Výpočet délky řetězu

$$L = X \cdot t$$

$$L = 68 \cdot 15,875$$

$$L = 1078,9 \text{ mm} = 1,0795 \text{ m}$$

### 5.8.9. Výpočet skutečné osové vzdálenosti řetězových kol

$$A_{sk} = \frac{t}{8} \cdot \left[ 2 \cdot X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X - z_1 - z_2)^2 - F \cdot (z_2 - z_1)^2} \right]$$

$$A_{sk} = \frac{15,875}{8} \cdot \left[ 2 \cdot 68 - 17 - 34 + \sqrt{(2 \cdot 68 - 17 - 34)^2 - 0,8116 \cdot (34 - 17)^2} \right]$$

$$A_{sk} = 302,48 \text{ mm}$$

### 5.8.10. Shrnutí výsledných parametrů řetězového převodu

Počet zubů malého řetězového kola	$z_1 = 17$ zubů
Počet zubů velkého řetězového kola	$z_2 = 35$ zubů
Převodový poměr řetězového převodu	2
Specifikace zvoleného řetězu	ŘETĚZ 68 ČLÁNKŮ 10 B-1 ČSN 02 3311.1

Tab. č. 7 – Výsledné parametry řetězového převodu

Zdroj: [Vlastní zpracování]

### 5.8.11. Výsledná hodnota hnací síly na kolech

Jakmile je známa hodnota hnacího momentu vystupujícího z planetové převodovky  $M_{pp} = 140 \text{ Nm}$  a hodnota převodového poměru řetězového převodu  $i_{rp} = 2$ , je možné získat skutečnou hodnotu hnací síly na kolech

- Výsledný krouticí moment na hnací nápravě při zanedbání ztrát

$$M_k = M_{pp} \cdot i_{\check{r}p}$$

$$M_k = 140 \cdot 2$$

$$M_k = 280 \text{ Nm}$$

- Výsledná hnací síla na kolech snižená o ztráty

$$F_{kskut} = \frac{M_k \cdot \mu_{pp} \cdot \mu_{\check{r}p}}{r_k}$$

$$F_{kskut} = \frac{280 \cdot 0,92 \cdot 0,97}{0,13}$$

$$F_{kskut} = 1922,1 \text{ N}$$

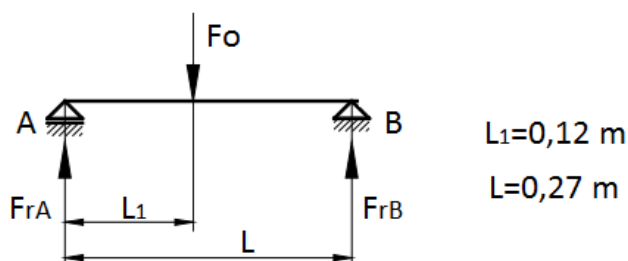
### 5.9. Výpočet průměru hřídele pro přenos sil na kola

- Maximální přenášený krouticí moment  $M_k = 280 \text{ Nm}$
- Výsledné otáčky hřídele  $n_k = \frac{n_M}{i_{pc}} = \frac{3200}{50} = 64 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} = 1,0666 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1}$
- Obvodová rychlost velkého řetězového kola je  

$$v_o = D_2 \cdot \pi \cdot n_k = 0,17205 \cdot \pi \cdot 1,066 = 0,579 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$
- Obvodová síla v ozubení velkého řetězového kola je  $F_o = \frac{P_M}{v_o} = \frac{1300}{0,579} = 2245,16 \text{ N}$

Následující postup výpočtu včetně všech vzorců je převzat z [29,30]

#### 5.9.1. Schéma zatížení hřídele



Obr. č. 25 – Schéma zatížení hnacího hřídele

Zdroj: [29,30] + Vlastní zpracování

$$\sum M_{iB} = 0$$

$$F_{rA} \cdot L - F_o \cdot (L - L_1) = 0$$

$$F_{rA} = \frac{F_o \cdot (L - L_1)}{L}$$

$$F_{rA} = \frac{2245,16 \cdot (0,27 - 0,12)}{0,27} = 1247,3 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_o - F_{rA} - F_{rB} = 0$$

$$F_{rB} = F_o - F_{rA} = 2245,16 - 1247,3 = 997,85 \text{ N}$$

### 5.9.2. Ohybový moment hřídele

$$M_o = F_{rA} \cdot L_1$$

$$M_o = 1247,3 \cdot 0,12$$

$$M_o = 149,67 \text{ Nm}$$

### 5.9.3. Redukovaný moment

$$M_{oRED} = \sqrt{M_o^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2}$$

$$M_{oRED} = \sqrt{149,67^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 280)^2}$$

$$M_{oRED} = 292,36 \text{ Nm}$$

Kde:

$\alpha_B$  je Bachův opravný součinitel, který zohledňuje způsob namáhání hřídele. V tomto případě  $\alpha_B = 1$ .

$\alpha_B = 0,6$  pro střídavý ohyb a statický krut

$\alpha_B = 0,8$  pro střídavý ohyb a míjivý krut

$\alpha_B = 1$  pro střídavý ohyb a střídavý krut [30]

### 5.9.4. Minimální průměr hřídele

$$\sigma_o = \frac{M_{oRED}}{W_o} \leq \sigma_{oDOV}$$

$$\sigma_o = \frac{M_{oRED}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_{oDOV}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{oRED}}{\pi \cdot \sigma_{oDOV}}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 292,36}{\pi \cdot 95000000}}$$

$$d \geq 0,03153 \text{ m}$$

$$d \geq 31,53 \text{ mm}$$

Zaokrouhleno na hodnotu  $d = 32 \text{ mm}$

Kde:

$\sigma_{oDOV}$  je dovolené ohybové napětí.

Pro ocel třídy 11600 při namáhání střídavým ohybem  $\sigma_{oDOV} = 85 \div 115 \text{ MPa}$  [31]

Pro potřeby tohoto výpočtu zvoleno  $\sigma_{oDOV} = 95 \text{ MPa} = 95000000 \text{ Pa}$

Nejmenší dovolený průměr hřídele včetně přídavku na výrobu drážky pro hřídelové pero je  $d = 37 \text{ mm}$ .

#### 5.10. Volba akumulátoru

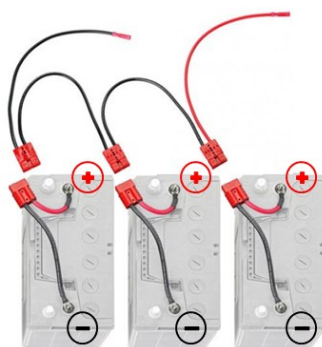
Vhodný akumulátor, který bude sloužit jako zdroj elektrické energie pro pohon elektromotoru, je potřeba vybírat tak, aby hodnota napětí akumulátoru co nejlépe vyhovovala hodnotě jmenovitého napětí elektromotoru, a také aby kapacita akumulátoru odpovídala z hlediska odběru elektrické energie elektromotoru.

Optimální variantou pro tuto koncepci bude použití trakčního akumulátoru s napětím 12 V a kapacitou 35 Ah (Obr. č. 26). Tento akumulátor je vhodné použít k pohonu elektromotoru vozíku pro tažení přívěsu také proto, že tento typ trakční baterie je dle výrobce určen především k napájení elektromotorů (golfové vozíky, lodě, rybářské čluny, elektrokola, elektroskútry, invalidní vozíky příp. vysoko zátěžové či průmyslové aplikace). K dosažení jmenovitého napětí k pohonu elektromotoru budou použity 3 kusy tohoto akumulátoru, které budou díky sériovému zapojení (Obr. č. 27) disponovat celkovým napětím 36 V a kapacitou 35 Ah. K propojení elektrických vodičů mezi elektromotorem a jednotlivými akumulátory je vhodné použít například speciální kabeláž s konektory (Obr. č. 27), díky kterým by bylo docíleno snadné a rychlé demontáže akumulátorů což je vhodné například při skladování a manipulaci s vozíkem v době jeho nečinnosti.



*Obr. č. 26 – Zvolený akumulátor Ultracell 12V-35Ah*

*Zdroj: [32]*



*Obr. č. 27 – Schéma sériového zapojení 3 kusů zvolených akumulátorů Ultracell 12V-35Ah k dosažení potřebného napětí 36 voltů*

*Zdroj: [33] + vlastní zpracování*

#### **5.10.1. Technické parametry zvoleného akumulátoru**

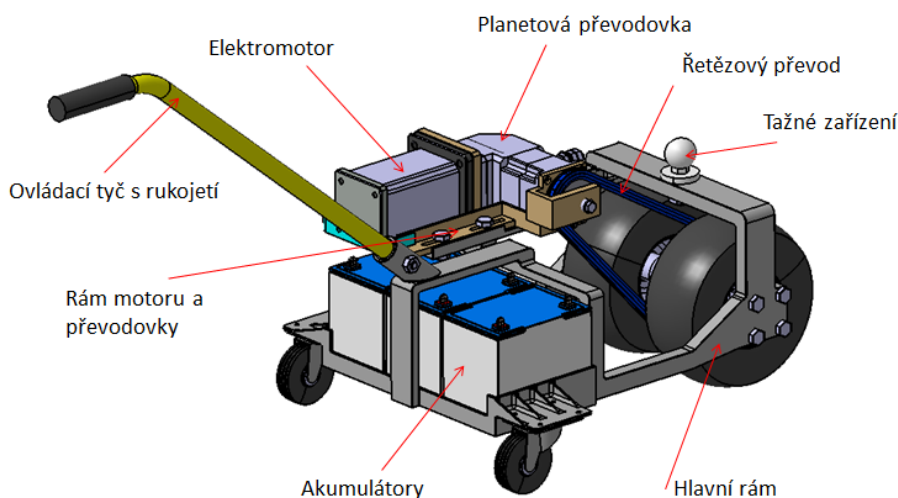
Výrobce	Ultracell
Výrobní číslo	UCG35-12
Typ akumulátoru	VRLA a GEL
Napětí [V]	12
Kapacita [Ah]	35
Hmotnost [Kg]	11,2
Délka [mm]	195
Šířka [mm]	130
Výška [mm]	159
Celková výška [mm]	180

*Tab. č. 8 – Technické parametry zvoleného akumulátoru*

Při pohledu na již dříve vypočítanou hodnotu proudového odběru elektrické energie elektromotorem (bod 5.6.1.), která je  $I = 36,1\text{ A}$ , lze odhadnout přibližnou dobu provozu vozíku na 1 plné nabití soustavy akumulátorů. Teoretická hodnota doby provozu vozíku na jedno nabití se bude pohybovat v rozmezí maximálně 40-50 minut, dosažitelná hodnota doby provozu v praxi se bude pohybovat v rozmezí maximálně 20-30 minut. Všechny tyto hodnoty jsou samozřejmě závislé na stáří, kvalitě nabití a kondici akumulátorů, ale také na celkové aktuální hmotnosti soupravy a tím i aktuálně využívaného výkonu elektromotoru.

## 6. 3D model uvažované koncepce

Na základě vypočtených parametrů byl pomocí programu Catia V5 vymodelován model uvažované koncepce vozíku, který je zobrazen na obrázku č. 28, na kterém jsou popsány základní části vozíku. Model díky známým technickým parametrům (obr. č. 29) poslouží k dalším kontrolním výpočtům.



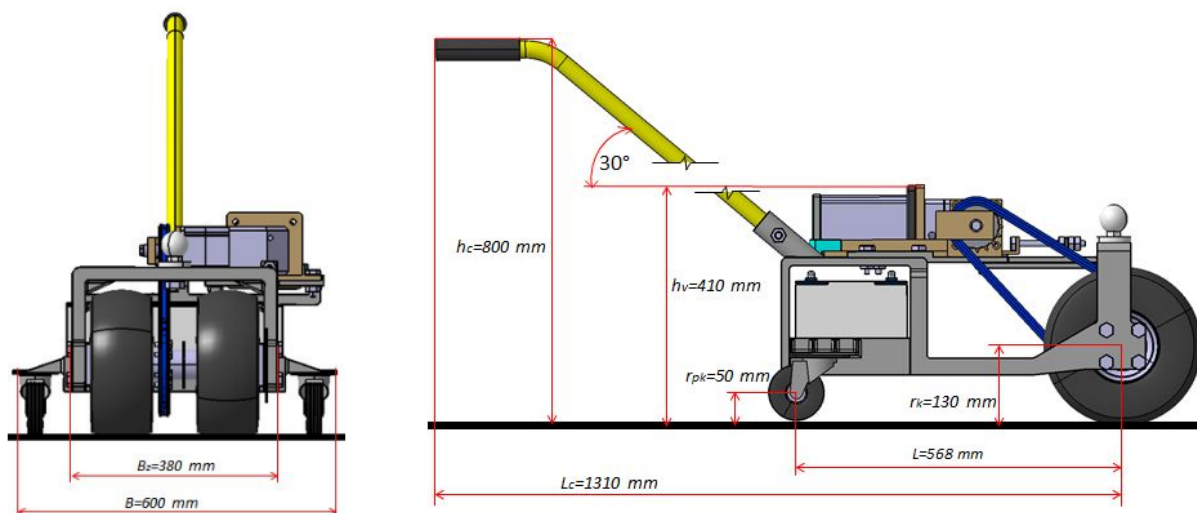
*Obr. č. 28 – 3D model vozíku a jeho základní části*

*Zdroj: [Vlastní zpracování]*

Hlavní částí vozíku je hlavní rám, ke kterému je v zadní části připevněna zadní náprava. Na konstrukci nad zadní nápravou je pomocí šroubového spoje umístěno tažné zařízení přívěsu. V přední části rámu je prostor pro umístění akumulátorů. Snahou bylo umístit akumulátory co nejnižší od vozovky za účelem snížení polohy těžiště vozíku a zajištění lepší stability. Z toho důvodu nemohla být přední kolečka umístěna pod úroveň akumulátoru a musela být umístěna na držák předních kol umístěný z boční strany rámu v

místech akumulátorů. Důsledkem tohoto řešení je zvětšená šířka vozíku téměř o 80 mm na každé straně, což má za následek spolu s nízko položeným těžištěm příznivý dopad zejména na příčnou stabilitu vozíku. Ihned za akumulátory je část hlavního rámu, která slouží k upevnění rámu motoru a převodovky. Nad úroveň prostředního akumulátoru je vedena konstrukce, která slouží jak k zlepšení tuhosti rámu nesoucího motor a převodovky, ale také k umístění prvku sloužícího k připevnění ovládací tyče, která se při montáži na vozík zasune do profilu kruhového průřezu, který je svarovým spojem připevněn k hlavnímu rámu, ovládací tyč je následně zajištěna například šroubovým spojem.

- **Technické parametry**



Obr. č. 29 – 3D model vozíku a jeho základní části

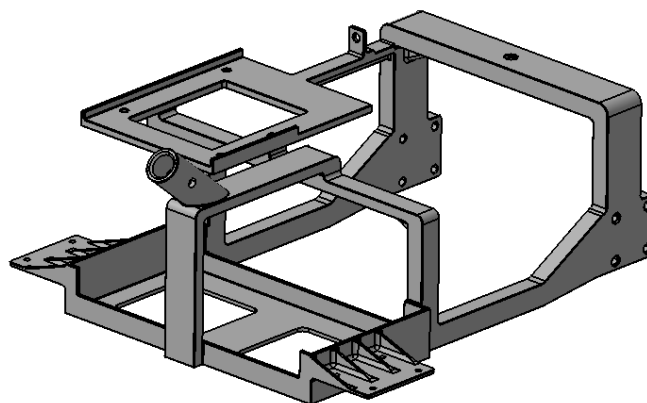
Zdroj: [Vlastní zpracování]

Vedle základních rozměrových parametrů je nyní známa i výsledná hmotnost celého kompletního modelu, která je 61,5 kg. Výsledná hmotnost je o 18,5 kg nižší než hmotnost, která byla předpokládána při definování vstupních parametrů vstupujících do výpočtu potřebné hnací síly na kolech. Z toho plyne, že vypočtená minimální potřebná hnací síla na kolech je dostatečná.

## 6.1. Hlavní rám

Jak již bylo avizováno v kapitole 4.1, hlavní rám je složen z ocelových profilů, které jsou spojeny do jednoho celku pomocí svarových spojů. Hmotnost této koncepce rámu je 10 kg. Rám je spojovacím a nosným prvkem celého vozíku, a jelikož je vystaven zatížení, byla provedena orientační pevnostní analýza.



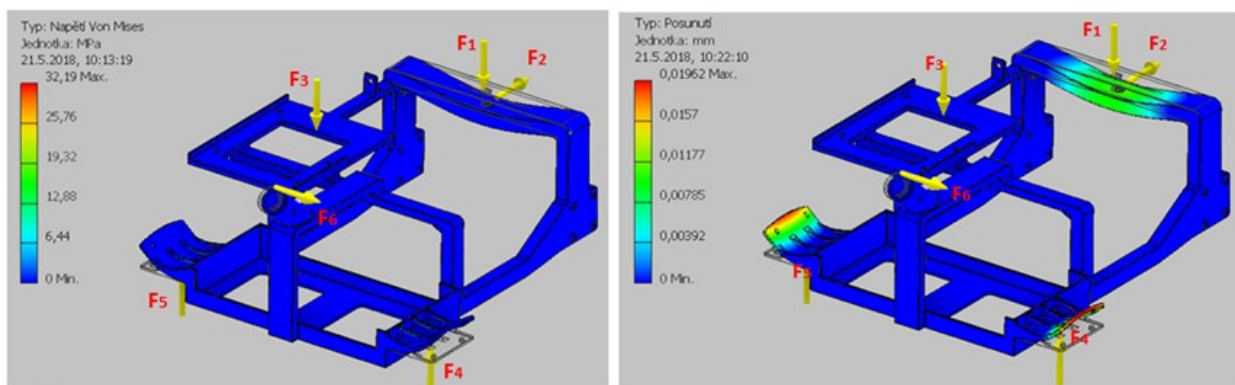


Obr. č. 30 – 3D model vozíku a jeho základní části

Zdroj: [Vlastní zpracování]

### 6.1.1. Pevnostní analýza rámu

Orientační pevnostní analýza byla provedena v programu Autodesk Inventor Professional 2016. V simulaci byl rám zatížen silami, jejich velikost odpovídá hodnotám vypočteným v předchozích kapitolách (uvedeno pod obrázkem č. 31). Výsledky pevnostní analýzy jsou znázorněny na obrázku č. 31. Znázorněná deformace rámu při působení sil je pro názornost několikanásobně zvětšená, ve skutečnosti nabývá maximální hodnoty 0,0157 mm, kterou je možné vidět ve stupnici deformace v pravé části. Maximální namáhání rámu je v místě, kde se nachází tažné zařízení a také v místech držáků přední kol. Hodnota maximálního namáhání je necelých 33 MPa, což je v případě ocelových profilů přijatelná hodnota. Tato pevnostní analýza je pouze orientační. V případě, kdy by tato studie včetně uvažované koncepce vozíku a rámu byla použita pro skutečný návrh, bude potřeba tento rám vystavit pevnostní analýze, která ve větší míře zohledňuje skutečné podmínky a zatížení.



Obr. č. 31 – Orientační pevnostní analýza 3D modelu rámu

Zdroj: [Vlastní zpracování]

- Velikost zatěžujících sil pro potřeby této pevnostní analýzy

$$F_1 = 750 \text{ N}$$

$$F_2 = 1100 \text{ N}$$

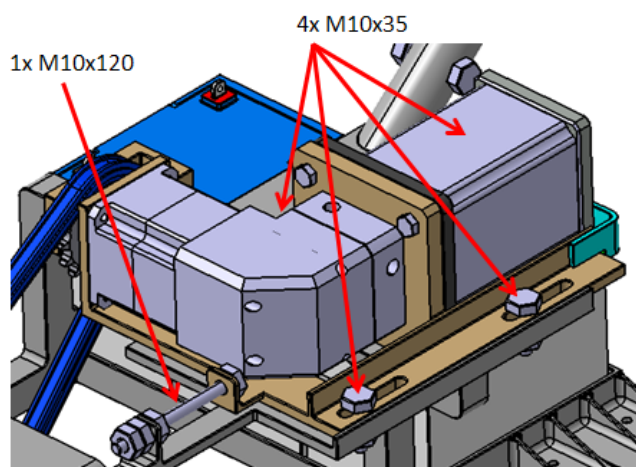
$$F_3 = 200 \text{ N}$$

$$F_4 = F_5 = 400 \text{ N}$$

$$F_6 = 200 \text{ N}$$

## 6.2. Rám motoru a převodovky

Další hlavní částí vozíku je rám motoru a převodovky. Jedná se o speciální prvek, ke kterému je pevně připojen elektromotor a planetová převodovka. Hlavní funkcí tohoto rámu však spočívá v řešení problematiky napínání řetězu řetězového převodu (obr. č. 32). Rám motoru a převodovky je umístěn na konstrukci hlavního rámu tak, že je pomocí vodících profilů schopen surného pohybu ve směru osy x. Pomocí šroubu M10x120 je dosaženo požadovaného posunutí rámu motoru a převodovky ve vodících drážkách a tím i požadovaného napnutí řetězu a následně je rám motoru a převodovky pevně upevněn k hlavnímu rámu pomocí 4 ks šroubů znázorněných na obrázku č. 32.

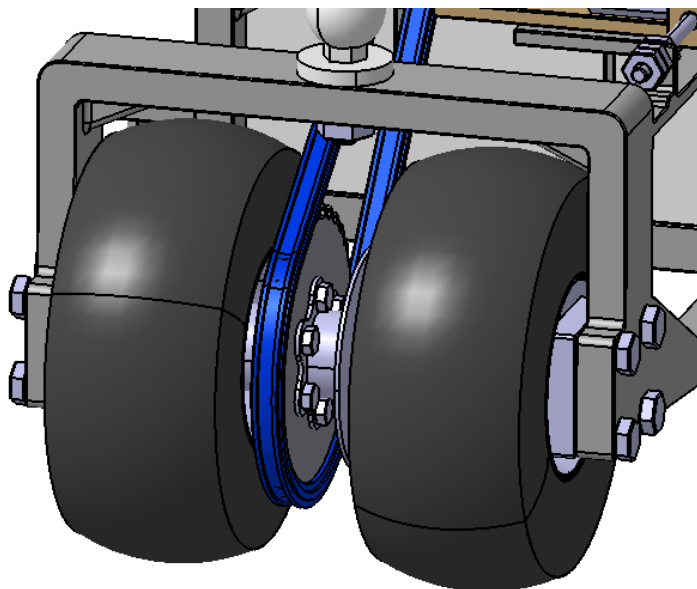


Obr. č. 32 – Rám motoru a převodovky

Zdroj: [Vlastní zpracování]

## 6.3. Zadní náprava

Zadní náprava je složena z hnacího hřídele, na kterém jsou umístěna kola s kovovým diskem, mezi nimiž je upevněno velké řetězové kolo řetězového převodu spolu s brzdovým kotoučem mechanické kotoučové brzdy. Na obou koncích hnacího hřídele jsou náboje ložisek pevně spojeny s hlavním rámem, v těchto ložiscích je hnací hřídel uložen.



*Obr. č. 33 – Náhled řešení zadní nápravy*

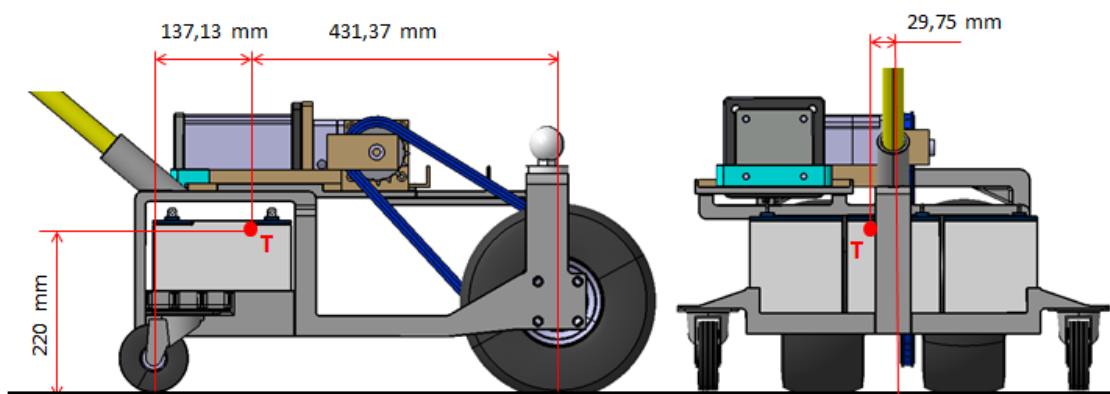
*Zdroj: [Vlastní zpracování]*

## 7. Stabilita vozíku

Na základě provedených výpočtů byl zhotoven model uvažované koncepce vozíku, který disponuje výkonovými parametry dostačujícími k tažení přívěsu o uvažovaných parametrech. Nyní je potřeba tento model vozíku otestovat z vybraných hledisek jízdní stability.

### 7.1. Poloha těžiště

K řešení celkové stability vozíku je potřeba znát polohu těžiště vozíku. Souřadnice těžiště byly získány pomocí programu Catia V5 z 3D modelu vozíku a poté znázorněny na obrázku č. 34.



*Obr. č. 34 – Poloha těžiště vozíku získaná pomocí programu Catia V5*

*Zdroj: [Vlastní zpracování]*

## 7.2. Podélná stabilita při působení hnacího momentu

V následujících bodech je provedeno testování chování uvažované koncepce vozíku z hlediska podélné stability při působení hnacího momentu. Výstupem této kapitoly budou hodnoty zatěžujících sil působících na obě nápravy v závislosti na jednotlivých režimech jízdy.

### 7.2.1. Jízdní odpory pro výpočet stability

Mezi vnější síly ovlivňující podélnou stabilitu vozíku patří jízdní odpory působící jak na vozík, tak na přívěs. V tabulce č. 9 jsou pro potřeby dalších výpočtů a také pro přehlednost uvedeny jednotlivé jízdní odpory pro různé režimy jízdy, které vycházejí ze skutečných technických parametrů vozíku (Obr. č. 29).

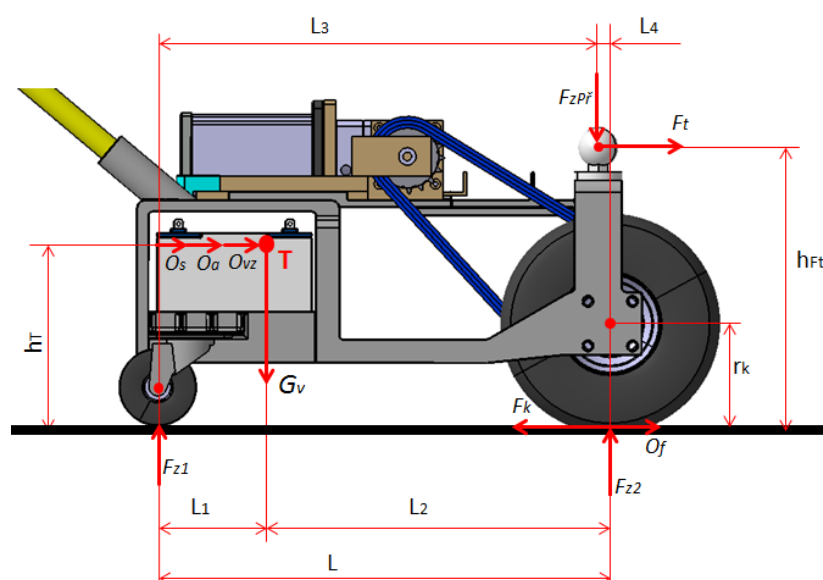
		Rovnoměrný pohyb po rovině	Rovnoměrný pohyb do svahu	Rozjezd po rovině	Rozjezd do svahu
Samostatný vozík	Odpor valení $O_f$ [N]	9,56	9,53	9,56	9,53
	Odpor vzduchu $O_{vz}$ [N]	10,58	10,58	10,58	10,58
	Odpor sklonu $O_s$ [N]	0	55,57	0	55,57
	Odpor zrychlení $O_a$ [N]	0	0	16,64	8,32
	Součet jízdních odporů	20,14	75,68	36,78	84,00
Prázdný přívěs	Odpor valení $O_f$ [N]	72,99	72,71	72,99	72,71
	Odpor vzduchu $O_{vz}$ [N]	74,27	74,27	74,27	74,27
	Odpor sklonu $O_s$ [N]	0	424,08	0	424,08
	Odpor zrychlení $O_a$ [N]	0	0	103,17	51,58
	Síla tahu přívěsu $F_t$ [N]	147,26	571,06	250,43	622,64
Plně zatížený přívěs	Odpor valení $O_f$ [N]	132,44	131,93	132,44	131,93
	Odpor vzduchu $O_{vz}$ [N]	74,27	74,27	74,27	74,27
	Odpor sklonu $O_s$ [N]	0	769	0	769,50
	Odpor zrychlení $O_a$ [N]	0	0	187,20	93,60
	Síla tahu přívěsu $F_t$ [N]	206,71	975,70	393,91	1069,30

Tab. č. 9 – Přehled skutečných jízdních odporů v závislosti na různých režimech jízdy

Zdroj: [Vlastní zpracování]

### 7.2.2. Zatížení náprav při působení hnacího momentu na vodorovné vozovce

První situací je rozjezd a jízda samostatného vozíku, vozíku s prázdným přívěsem ale i vozíku s plně zatíženým přívěsem po vodorovné vozovce. Následující část tedy obsahuje schéma vnějších sil působících na vozík při působení hnacího momentu na vodorovné vozovce (obr. č. 35) a matematický model k určení zatížení obou náprav v závislosti na jednotlivých režimech jízdy. Postup výpočtu včetně vzorců a úvah byl převzat z [1].



Obr. č. 35 – Schéma sil působících na vozík při působení hnacího momentu na vodorovné vozovce

Zdroj: [Vlastní zpracování]

- **Postup výpočtu reakční síly působící na přední nápravu**

$$\sum M_{PP} = 0$$

$$F_{z1} \cdot L - G \cdot L_2 + O_{vz} \cdot h_T + O_a \cdot h_T + F_k \cdot r_k - O_f \cdot r_k - F_{zPř} \cdot L_4 + F_t \cdot h_{Ft} = 0$$

$$F_{z1} = \frac{G \cdot L_2}{L} - \frac{O_{vz} \cdot h_T}{L} - \frac{O_a \cdot h_T}{L} - \frac{F_k \cdot r_k}{L} + \frac{O_f \cdot r_k}{L} + \frac{F_{zPř} \cdot L_4}{L} - \frac{F_t \cdot h_{Ft}}{L} \quad (7.1)$$

- **Postup výpočtu reakční síly působící na zadní nápravu**

$$\sum M_{ZP} = 0$$

$$F_{z2} \cdot L - G \cdot L_1 - O_{vz} \cdot h_T - O_a \cdot h_T - F_k \cdot r_k + O_f \cdot r_k - F_{zPř} \cdot L_3 - F_t \cdot h_{Ft} = 0$$

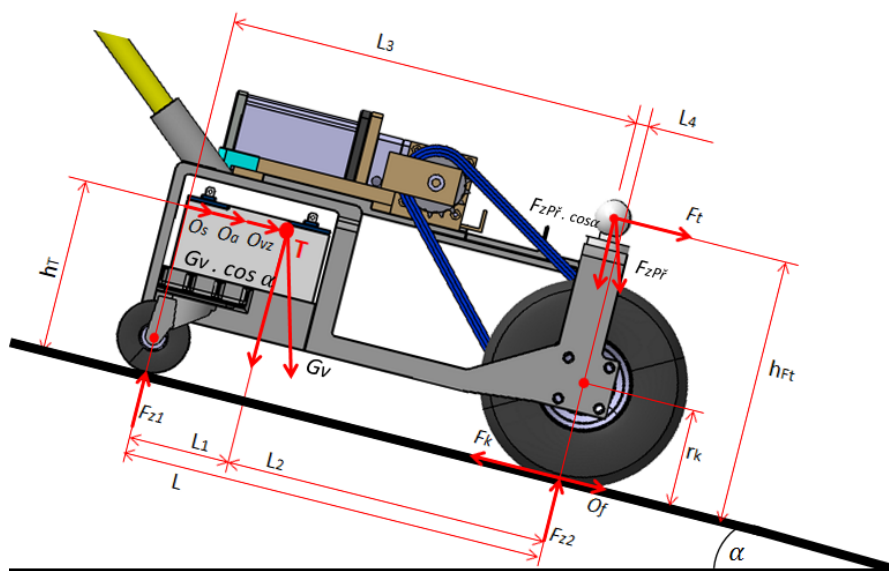
$$F_{z2} = \frac{G \cdot L_1}{L} + \frac{O_{vz} \cdot h_T}{L} + \frac{O_a \cdot h_T}{L} + \frac{F_k \cdot r_k}{L} - \frac{O_f \cdot r_k}{L} + \frac{F_{zPř} \cdot L_3}{L} + \frac{F_t \cdot h_{Ft}}{L} \quad (7.2)$$

Kde:

$F_{z1}$	[N]	výsledná reakce vozovky působící na přední nápravu
$F_{z2}$	[N]	výsledná reakce vozovky působící na zadní nápravu
$G_V$	[N]	Tíhová síla vozíku. $G_V = 784,8 \text{ N}$ (Spočteno v kapitole 5.4.2.)
$F_t$	[N]	Síla tahu přípojného vozidla. Hodnoty použity z tabulky č. 9
$F_{zPř}$	[N]	svislá síla od přívěsu působící na přívěsný kloub vozíku. $F_{zPř} = 794,6 \text{ N}$ (Spočteno v kapitole 5.5.)
$F_k$	[N]	Skutečná hnací síla na kolech, která je rovna adhezní síle, která byla spočtena v kapitole 5.5.1.). $F_k = F_X = 1334,16 \text{ N}$
$O_f$	[N]	odpor valení vozíku. Hodnoty použity z tabulky č. 9
$O_s$	[N]	odpor stoupání vozíku. Hodnoty použity z tabulky č. 9
$O_{vz}$	[N]	odpor vzduchu vozíku. Hodnoty použity z tabulky č. 9
$O_a$	[N]	odpor zrychlení vozíku. Hodnoty použity z tabulky č. 9
$L_1$	[m]	Vzdálenost těžiště vozíku od osy přední nápravy. $L_1 = 0,1371 \text{ m}$ (Obr. č. 34)
$L_2$	[m]	Vzdálenost těžiště vozíku od osy zadní nápravy. $L_2 = 0,431,37 \text{ m}$ (Obr. č. 34)
$L$	[m]	Rozvor kol vozíku $L = 0,5685 \text{ m}$ (Obr. č. 35)
$L_3$	[m]	Vzdálenost přípojného zařízení vozíku od osy přední nápravy. $L_3 = 0,5535 \text{ m}$ (Obr. č. 35)
$L_4$	[m]	Vzdálenost přípojného zařízení vozíku od osy zadní nápravy. $L_4 = 0,015 \text{ m}$ (Obr. č. 35)
$r_k$	[m]	Poloměr zadních kol. $r_k = 0,13 \text{ m}$ (Kapitola 5.4.1.)
$h_T$	[m]	Výška těžiště vozíku. $h_T = 0,22 \text{ m}$ (Obr. č. 34)
$h_{Ft}$	[m]	Výška přípojného zařízení. $h_{Ft} = 0,35 \text{ m}$ (Obr. č. 35)

### 7.2.3. Zatížení náprav při působení hnacího momentu při jízdě do stoupání

Druhou situací je rozjezd a jízda samostatného vozíku, vozíku s prázdným přívěsem ale i vozíku s plně zatíženým přívěsem do stoupání. Následující část tedy obsahuje schéma vnějších sil působících na vozík při působení hnacího momentu ve stoupání (obr. č. 36) a matematický model k určení zatížení obou náprav v závislosti na jednotlivých režimech jízdy. Postup výpočtu včetně vzorců a úvah byl převzat z [1].



Obr. č. 36 – Schéma sil působících na vozík při působení hnacího momentu při jízdě do stoupání

Zdroj: [Vlastní zpracování]

- Postup výpočtu reakční síly působící na přední nápravu**

$$\sum M_{PN} = 0$$

$$F_{z1} \cdot L - G \cdot \cos \alpha \cdot L_2 + O_{vz} \cdot h_T + O_a \cdot h_T + O_s \cdot h_T + F_k \cdot r_k - O_f \cdot r_k$$

$$+ F_{zPř} \cdot \cos \alpha \cdot L_4 + F_t \cdot h_{Ft} = 0$$

$$F_{z1} = \frac{G \cdot \cos \alpha \cdot L_2}{L} - \frac{O_{vz} \cdot h_T}{L} - \frac{O_a \cdot h_T}{L} - \frac{O_s \cdot h_T}{L} - \frac{F_k \cdot r_k}{L} + \frac{O_f \cdot r_k}{L}$$

$$- \frac{F_{zPř} \cdot \cos \alpha \cdot L_4}{L} - \frac{F_t \cdot h_{Ft}}{L} \quad (7.3)$$

- Postup výpočtu reakční síly působící na zadní nápravu**

$$\sum M_{ZN} = 0$$

$$F_{z2} \cdot L - G \cdot \cos \alpha \cdot L_1 - O_{vz} \cdot h_T - O_a \cdot h_T - O_s \cdot h_T - F_k \cdot r_k + O_f \cdot r_k$$

$$- F_{zPř} \cdot \cos \alpha \cdot L_3 - F_t \cdot h_{Ft} = 0$$

$$F_{z2} = \frac{G \cdot \cos \alpha \cdot L_1}{L} + \frac{O_{vz} \cdot h_T}{L} + \frac{O_a \cdot h_T}{L} + \frac{O_s \cdot h_T}{L} + \frac{F_k \cdot r_k}{L} - \frac{O_f \cdot r_k}{L}$$

$$+ \frac{F_{zPř} \cdot \cos \alpha \cdot L_3}{L} + \frac{F_t \cdot h_{Ft}}{L} \quad (7.4)$$

Kde:

$\alpha$  [°] Úhel sklonu vozovky.  $\alpha = ^\circ$  (Kapitola 5.4.1)

Značení ostatních veličin je shodné se značením v kapitole 7.2.3.

#### 7.2.4. Přehled jednotlivých zatížení náprav při různých režimech jízdy

Po vložení vstupních hodnot do výše uvedených matematických modelů byly získány hodnoty reakčních sil vozovky působících na nápravy vozíku v závislosti na různých režimech jízdy. Výsledný přehled hodnot je přiložen níže (Tab. č. 10).

		Rovnoměrný pohyb po rovině	Rovnoměrný pohyb do svahu	Rozjezd po rovině	Rozjezd do svahu
Samostatný vozík	Reakční síla vozovky na přední nápravě $F_{z1}$ [N]	175,36	149,51	168,92	146,29
	Reakční síla vozovky na zadní nápravě $F_{z2}$ [N]	462,29	485,72	468,73	488,94
Jízdní souprava: vozík a prázdný přívěs	Reakční síla vozovky na přední nápravě $F_{z1}$ [N]	105,41	-181,44	35,45	-216,42
	Reakční síla vozovky na zadní nápravě $F_{z2}$ [N]	573,66	1598,48	1387,00	1633,46
Jízdní souprava: vozík a plně zatížený přívěs	Reakční síla vozovky na přední nápravě $F_{z1}$ [N]	68,81	-430,56	-52,88	-491,41
	Reakční síla vozovky na zadní nápravě $F_{z2}$ [N]	610,26	1847,60	1475,33	1908,44

Tab. č. 10 – Přehled jednotlivých zatížení náprav v závislosti na různých režimech jízdy

Zdroj: [Vlastní zpracování]

Z výsledných hodnot reakčních sil působících na zadní nápravu je patrné, že nabývají dostatečných hodnot potřebných k vyvození potřebné adhezní síly (kapitola 5.5), čímž je zabezpečen mechanický přenos tažné síly hnacích kol na vozovku.

Naopak při pohledu na hodnoty reakčních sil působících na přední nápravu je patrné, že v určitých momentech při působení hnacího momentu nastává negativní jev, který lze nazvat ztráta kontaktu kol přední nápravy s vozovkou. Při bližším pohledu lze vidět, že k mírnému nadlehčení přední nápravy dochází při rozjezdu vozíku s plně zatíženým přívěsem po vodorovné vozovce, avšak hodnota tohoto klopného momentu je zanedbatelná protože jej lze bez problémů vyrovnat pomocí tyče, která slouží také k ovládání vozíku. Na druhou stranu nežádoucí situace nastává při rozjezdu i jízdě vozíku s prázdným i plným



přívěsem do stoupání, kdy jsou kola přední nápravy nadlehčovány silami v rozmezí 180 až téměř 500 N. Nyní je potřeba tento nežádoucí jev odstranit nebo minimalizovat.

- **Klopný moment nadlehčující přední nápravu**

Jak je názorně vidět (Obr. č. 35) na rameni délky  $L$  (rozvor kol) působí na přední nápravu reakční síla vozovky  $F_{z1}$  a tím vyvolává klopný moment  $M_{KL1}$ , který má za následek nadlehčení přední nápravy. Postup odstranění nežádoucího klopného momentu pro situaci rozjezdu plně zatížené soupravy do stoupání, která je nejhorší možnou variantou.

$$M_{KL1} = |F_{z1}| \cdot L$$

$$M_{KL1} = 500 \cdot 0,568$$

$$M_{KL1} = 284 \text{ Nm}$$

Výše uvedeným výpočtem bylo zjištěno, že na přední nápravu působí negativní klopný moment o hodnotě 284 Nm, který je potřeba odstranit zavedením reakčního momentu stejné nebo vyšší hodnoty. Jak již bylo zmíněno dříve (kapitola 6.) ovládací tyč vozíku je pevně spojena s hlavním rámem a slouží nejen k řízení, ale lze s její pomocí také korigovat jistou míru nestability vozíku. V případě působení negativního podélného klopného momentu lze pomocí ovládací tyče lidskou silou vyvolat reakční moment, díky kterému zůstane přední náprava v kontaktu s vozovkou. Použití tohoto řešení je však pohodlné nebo dokonce bezpečné pouze do jistých hodnot. Za předpokladu použití reakčního momentu o stejné velikosti jako moment negativní, bude velikost síly působící kolmo k vozovce, kterou by musel člověk vyvodit v úchopném místě ovládací tyče, aby byl dodržen kontakt kol přední nápravy s vozovkou, následující:

- **Svislá reakční síla na ovládací tyči**

$$F_{tyč} = \frac{M_{KL1}}{L_c}$$

$$F_{tyč} = \frac{284}{1,3}$$

$$F_{tyč} = 218,5 \text{ Nm}$$

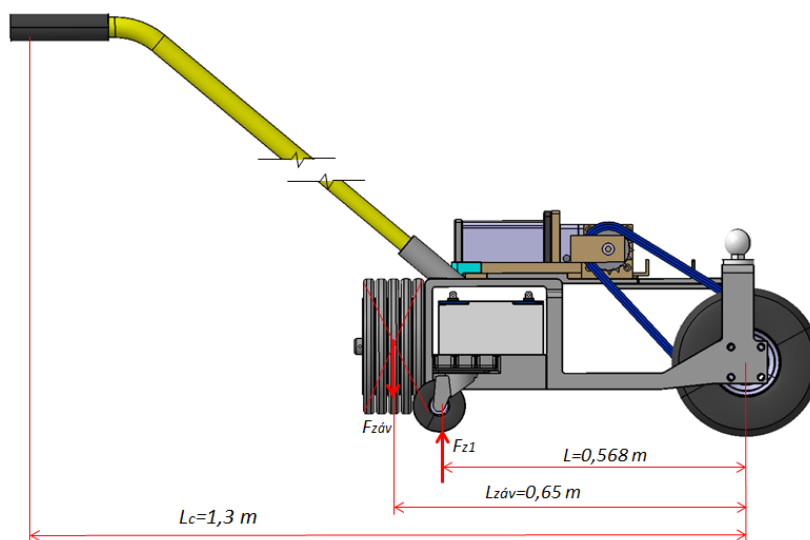
Tato hodnota síly odpovídá hmotnosti:

$$m_{tyč} = \frac{F_{tyč}}{g}$$

$$m_{tyč} = 22,27 \text{ kg}$$

Myšlenka přídavného závaží by se však dala zrealizovat vhodným umístěním závaží na hlavní rám, kde by nijak neovlivňovalo ovládání vozíku. Jako optimální umístění přídavných závaží se nabízí čelní plocha vozíku v úrovni akumulátorů, kde by toto řešení mělo nejvyšší účinnost (Obr. č. 37). Jako přídavná zátěž se nabízí použít například závaží kruhového průřezu určená ke kulturistice, která jsou dostupná v mnoha hmotnostech. Tato závaží by byla umístěna na držáku o dostatečné únosnosti, který by byl pevně spojen s hlavním rámem, a závaží na držáku by byla zajištěna proti sesunutí například závlačkou.

Působíště svislé síly, kterou tato závaží vyvolají, se však nachází v téměř dvakrát menší vzdálenosti od zadní nápravy než rukojeť ovládací tyče, tato skutečnost má za následek zvýšení hmotnosti přídavného závaží přibližně na dvojnásobek. Pro získání přesné hodnoty je použit stejný postup výpočtu.



Obr. č. 37 – Znázornění svislé síly vyvolané přídavným závažím o hmotnosti 45 kg

*Zdroj: [Vlastní zpracování]*

- **Potřebná hmotnost přídavného závaží**

$$F_{záv} = \frac{M_{KL1}}{L_{záv}}$$

$$F_{záv} = \frac{284}{0,65}$$

$$F_{záv} = 436,9 \text{ Nm}$$

Tato hodnota síly odpovídá hmotnosti:

$$m_{záv} = \frac{F_{záv}}{g}$$

$$m_{záv} = \frac{436,9}{9,81}$$

$$m_{záv} = 44,5 \text{ kg}$$

- **Přehled hmotností přídavných závaží**

Postup výpočtu minimální hmotnosti závaží byl použit pro všechny jízdní režimy, ve kterých nastal negativní klopný moment a výsledné hodnoty jsou uvedeny níže (Tab. č. 11).

		Rovnoměrný pohyb do svahu	Rozjezd po rovině	Rozjezd do svahu
Jízdní souprava: vozík a prázdný přívěs	Potřebná síla vyvolaná závažím $F_{záv}$ [N]	158,69	-	189,28
	Potřebná hmotnost závaží $m$ [kg]	16,18	-	19,29
Jízdní souprava: vozík a plně zatížený přívěs	Potřebná síla vyvolaná závažím $F_{záv}$ [N]	376,57	46,25	429,79
	Potřebná hmotnost závaží $m$ [kg]	38,39	4,71	43,81

Tab. č. 11 – Přehled minimálních hmotností závaží pro odstranění klopného momentu

Zdroj: [Vlastní zpracování]

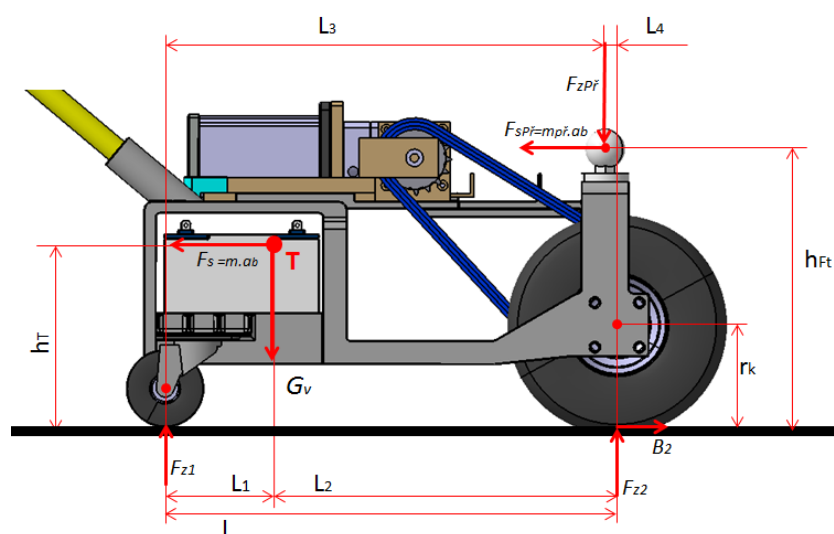
### 7.3. Podélná stabilita při brzdění

V následujících bodech je provedeno testování chování uvažované koncepce vozíku z hlediska podélné stability při brzdění na vodorovné vozovce a při jízdě ze svahu.

Výstupem této kapitoly budou hodnoty zatěžujících sil působících na obě nápravy v závislosti na jednotlivých režimech jízdy.

### 7.3.1. Zatížení náprav během brzdění při jízdě na vodorovné vozovce

Následující část obsahuje schéma vnějších sil působících na vozík při brzdění na vodorovné vozovce (obr. č. 38) a matematický model k určení zatížení obou náprav v závislosti na jednotlivých režimech jízdy. Postup výpočtu včetně vzorců a úvah byl převzat z [1].



Obr. č. 38 – Schéma vnějších sil působících na vozík při brzdění na vodorovné vozovce

Zdroj: [Vlastní zpracování]

- **Postup výpočtu reakční síly působící na přední nápravu při brzdění**

$$\sum M_{PP} = 0$$

$$F_{z1} \cdot L - G \cdot L_2 - F_s \cdot h_T - F_{spř} \cdot h_{Ft} - F_{zPř} \cdot L_4 = 0$$

$$F_{z1} = \frac{G \cdot L_2}{L} + \frac{m_v \cdot a_b \cdot h_T}{L} + \frac{m_{př} \cdot a_b \cdot h_{Ft}}{L} + \frac{F_{zPř} \cdot L_4}{L} \quad (7.5)$$

- **Postup výpočtu reakční síly působící na zadní nápravu při brzdění**

$$\sum M_{ZP} = 0$$

$$F_{z2} \cdot L - G \cdot L_1 + F_s \cdot h_T + F_{spř} \cdot h_{Ft} - F_{zPř} \cdot L_3 = 0$$

$$F_{z2} = \frac{G \cdot L_1}{L} - \frac{m_v \cdot a_b \cdot h_T}{L} - \frac{m_{př} \cdot a_b \cdot h_{Ft}}{L} + \frac{F_{zPř} \cdot L_3}{L} \quad (7.6)$$

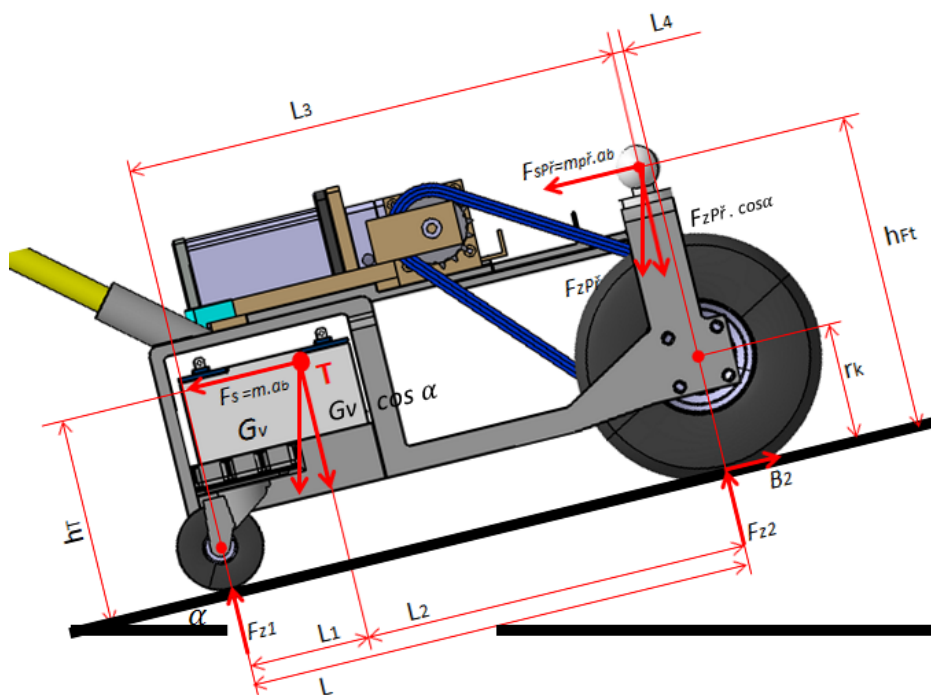
Kde:

$F_s$	[N]	Setrvačná síla vozíku
$F_{sPř}$	[N]	Setrvačná síla přívěsu
$m_v$	[kg]	Hmotnost vozíku
$m_{Př}$	[N]	Hmotnost přívěsu
$a_b$	$[m \cdot s^{-2}]$	Brzdné zpomalení

Značení ostatních veličin je shodné se značením v kapitole 7.2.3.

### 7.3.2. Zatížení náprav během brzdění při jízdě ze svahu

Následující část obsahuje schéma vnějších sil působících na vozík při brzdění během jízdy ze svahu (obr. č. 39) a matematický model k určení zatížení obou náprav v závislosti na jednotlivých režimech jízdy. Postup výpočtu včetně vzorců a úvah byl převzat z [1].



Obr. č. 39 – Schéma vnějších sil působících na vozík při brzdění ze svahu

Zdroj: [Vlastní zpracování]

- **Postup výpočtu reakční síly působící na přední nápravu při brzdění**

$$\sum M_{PP} = 0$$

$$F_{z1} \cdot L - G \cdot \cos \alpha \cdot L_2 - F_s \cdot h_T - F_{sPř} \cdot h_{Ft} - F_{zPř} \cdot \cos \alpha \cdot L_4 = 0$$

$$F_{z1} = \frac{G \cdot \cos \alpha \cdot L_2}{L} + \frac{m_v \cdot a_b \cdot h_T}{L} + \frac{m_{Př} \cdot a_b \cdot h_{Ft}}{L} + \frac{F_{zPř} \cdot \cos \alpha \cdot L_4}{L} \quad (7.5)$$

- **Postup výpočtu reakční síly působící na zadní nápravu při brzdění**

$$\Sigma M_{ZP} = 0$$

$$F_{z2} \cdot L - G \cdot \cos \alpha \cdot L_1 + F_s \cdot h_T + F_{sPř} \cdot h_{Ft} - F_{zPř} \cdot \cos \alpha \cdot L_3 = 0$$

$$F_{z2} = \frac{G \cdot \cos \alpha \cdot L_1}{L} - \frac{m_v \cdot a_b \cdot h_T}{L} - \frac{m_{Př} \cdot a_b \cdot h_{Ft}}{L} + \frac{F_{zPř} \cdot \cos \alpha \cdot L_3}{L} \quad (7.6)$$

Kde:

$\alpha$  [°] Úhel sklonu vozovky.  $\alpha = ^\circ$  (Kapitola 5.4.1)

Značení ostatních veličin je shodné se značením v kapitole 7.2.3.

### 7.3.3. Přehled jednotlivých zatížení náprav při brzdění při různých režimech jízdy

		Brzdění na vodorovné vozovce	Brzdění ze svahu
Samostatný vozík	Reakce na přední nápravě Fz1 [N]	491,82	489,98
	Reakce na zadní nápravě Fz2 [N]	146,39	145,81
Jízdní souprava: vozík a prázdný přívěs	Reakce na přední nápravě Fz1 [N]	604,23	602,31
	Reakce na zadní nápravě Fz2 [N]	819,47	816,59
Jízdní souprava: vozík a plně zatížený přívěs	Reakce na přední nápravě Fz1 [N]	678,92	677,00
	Reakce na zadní nápravě Fz2 [N]	744,78	741,90

Tab. č. 12 – Přehled jednotlivých zatížení náprav při brzdění při různých režimech jízdy

Zdroj: [Vlastní zpracování]

- **Potřebná brzdná síla zadní nápravy**

$$B_{zn} = F_{z2} \cdot \mu$$

$$B_{zn} = 745 \cdot 0,85$$

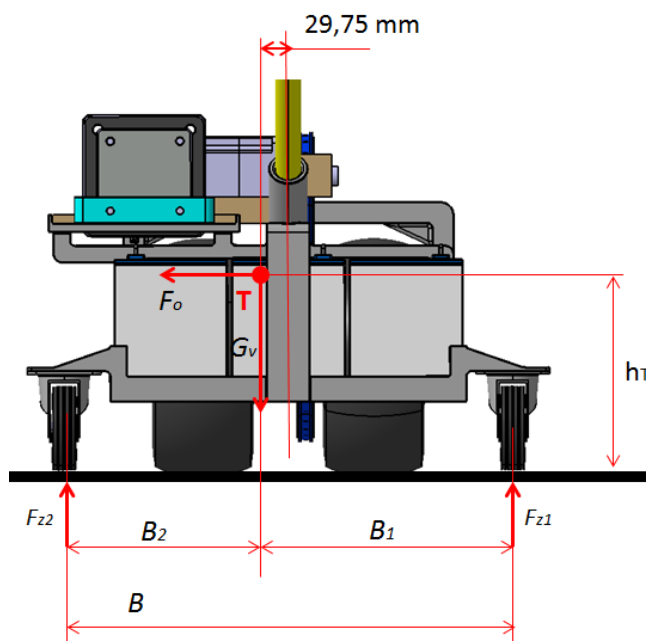
$$B_{zn} = 633 \text{ N}$$

Kde:

$\mu$  [-] Součinitel adheze:  $\mu = 0,85$  (Hodnota zvolena v kapitole 5.5.1)

#### 7.4. Příčná stabilita při jízdě zatáčkou

Následující část obsahuje schéma vnějších sil působících na vozík z hlediska příčné stability při jízdě zatáčkou (obr. č. 40) a matematický postup k posouzení odolnosti vozíku proti překlopení při průjezdu zatáčkou. Postup výpočtu včetně vzorců a úvah byl převzat z [1].



Obr. č. 40 – Schéma sil působících na vozík z hlediska příčné stability

Zdroj: [Vlastní zpracování]

- Velikost odstředivé síly pro překlopení vozíku při zatáčení doprava

$$F_o \cdot h_T = G_v \cdot B_1$$

$$F_o = \frac{G_v \cdot B_1}{h_T}$$

$$F_o = \frac{637,65 \cdot 288}{0,222}$$

$$F_o = 825 \text{ N}$$

- Velikost odstředivé síly pro překlopení vozíku při zatáčení doleva

$$F_o \cdot h_T = G_v \cdot B_2$$

$$F_o = \frac{G_v \cdot B_2}{h_T}$$

$$F_o = \frac{637,65 \cdot 228}{0,222}$$

$$F_o = 655 \text{ N}$$

Z důvodu vychýleného těžiště, které se nachází ve vzdálenosti téměř 30 mm od svislé osy vozíku, bylo potřeba vyčíslit hodnoty odstředivých sil zvlášť pro zatáčení vpravo a vlevo. Z obou hodnot je patrné, že kvůli umístění motoru a převodovky na pravé straně, je pravděpodobnější, že dojde k překlopení právě na jeho pravou stranu, jinými slovy při zatáčení doleva. Pro další výpočty bude proto referenční hodnota právě velikost odstředivé síly potřebné pro překlopení vozíku při zatáčení doleva, která má hodnota 655 N.

- **Velikosti odstředivých sil vozíku**

Velikost odstředivé síly, která na vozík působí při průjezdu maximální rychlostí zatáčkou o daném poloměru, se spočítá podle následujícího vztahu:

$$F_{ov} = \frac{m_v \cdot v^2}{r} \quad (7.7)$$

Kde:

$F_{ov}$	[N]	Odstředivá síla přívěsu
$m_v$	[kg]	Celková hmotnost přívěsu
$r$	[m]	Poloměr zatáčení
$v$	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost jízdy soupravy. Hodnota zvolena (Kapitola 5.4.1.)
$v = 3 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1} = 0,833 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$		

Následující tabulka obsahuje přehled odstředivých sil vozíku v závislosti na hodnotě poloměru zatáčení.

Poloměr zatáčení $r$ [m]	Odstředivá síla vozíku $F_o$ [N]
1	45,14
1,5	30,09
2	22,57
2,5	18,06
3	15,05
3,5	12,90
4	11,28
4,5	10,03
5	9,03
5,5	8,21
6	7,52

Tab. č. 13 – Přehled hodnot odstředivých sil vozíku  $F_{ov}$  [N] v závislosti na poloměru zatáčení při maximální rychlosti jízdy



Zdroj: [Vlastní zpracování]

- **Velikosti odstředivých sil přívěsu**

Při tažení přívěsu na vozík vedle vlastní odstředivé síly působí také odstředivá síla přívěsu, čímž může dojít k překlopení vozíku. Vzhledem k tomu, že přívěs může být v okamžiku tažení vozíkem prázdný, může převážet vůz formule nebo případně jiné pracovní pomůcky týmu Formula student, nebude mít stále stejnou hmotnost. Pro lepší představu konkrétní situace byl po dosazení hodnot do vzorce 7.8 vypracován přehled hodnot odstředivých sil přívěsu v závislosti na jeho okamžité hmotnosti a také poloměru zatáčení při maximální rychlosti jízdy soupravy (Tab. č. 14).

$$F_{oPř} = \frac{m_{Př} \cdot v^2}{r} \quad (7.8)$$

Kde:

$F_{oPř}$	[N]	Odstředivá síla přívěsu
$m_{Př}$	[kg]	Celková hmotnost přívěsu
$r$	[m]	Poloměr zatáčení
$v$	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost jízdy soupravy. Hodnota zvolena (Kapitola 5.4.1.)
$v = 3 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1} = 0,833 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$		

		Okamžitá hmotnost přívěsu $m_{Př}$ [kg]									
Poloměr zatáčení $r$ [m]		450	500	550	600	650	700	750	800	850	900
	1	312,5	347,2	381,9	416,7	451,4	486,1	520,8	555,6	590,3	625
	1,5	208,3	231,5	254,6	277,8	300,9	324,1	347,2	370,4	393,5	416,7
	2	156,3	173,6	191	208,3	225,7	243,1	260,4	277,8	295,1	312,5
	2,5	125	138,9	152,8	166,7	180,6	194,4	208,3	222,2	236,1	250
	3	104,2	115,7	127,3	138,9	150,5	162	173,6	185,2	196,8	208,3
	3,5	89,3	99,2	109,1	119	129	138,9	148,8	158,7	168,7	178,6
	4	78,1	86,8	95,5	104,2	112,8	121,5	130,2	138,9	147,6	156,3
	4,5	69,4	77,2	84,9	92,6	100,3	108	115,7	123,5	131,2	138,9
	5	62,5	69,4	76,4	83,3	90,3	97,2	104,2	111,1	118,1	125
	5,5	56,8	63,1	69,4	75,8	82,1	88,4	94,7	101	107,3	113,6
	6	52,1	57,9	63,7	69,4	75,2	81	86,8	92,6	98,4	104,2

Tab. č. 14 – Přehled hodnot odstředivých sil přívěsu  $F_{oPř}$  [N] v závislosti na okamžité hmotnosti přívěsu a poloměru zatáčení při maximální rychlosti jízdy soupravy

Zdroj: [Vlastní zpracování]

- **Přehled hodnot celkové odstředivé síly působící na vozík**

Po sečtení hodnot odstředivé síly samotného vozíku a odstředivé síly přívěsu vznikl přehled (Tab. č. 15) celkové odstředivé síly působící na vozík při zatáčení v závislosti na okamžité hmotnosti taženého přívěsu a poloměru zatáčení.

		Okamžitá hmotnost přívěsu $m_{př}$ [kg]									
Poloměr zatáčení $r$ [m]		450	500	550	600	650	700	750	800	850	900
	1	357,6	392,4	427,1	461,8	496,5	531,3	566,0	600,7	635,4	670,1
	1,5	238,4	261,6	284,7	307,9	331,0	354,2	377,3	400,5	423,6	446,8
	2	178,8	196,2	213,5	230,9	248,3	265,6	283,0	300,3	317,7	335,1
	2,5	143,1	156,9	170,8	184,7	198,6	212,5	226,4	240,3	254,2	268,1
	3	119,2	130,8	142,4	153,9	165,5	177,1	188,7	200,2	211,8	223,4
	3,5	102,2	112,1	122,0	131,9	141,9	151,8	161,7	171,6	181,5	191,5
	4	89,4	98,1	106,8	115,5	124,1	132,8	141,5	150,2	158,9	167,5
	4,5	79,5	87,2	94,9	102,6	110,3	118,1	125,8	133,5	141,2	148,9
	5	71,5	78,5	85,4	92,4	99,3	106,3	113,2	120,1	127,1	134,0
	5,5	65,0	71,3	77,7	84,0	90,3	96,6	102,9	109,2	115,5	121,8
	6	59,6	65,4	71,2	77,0	82,8	88,5	94,3	100,1	105,9	111,7

*Tab. č. 15 – Přehled hodnot odstředivých sil působících na vozík při zatáčení v závislosti na okamžité hmotnosti taženého přívěsu a poloměru zatáčení při maximální rychlosti jízdy soupravy*

*Zdroj: [Vlastní zpracování]*

Při pohledu na výsledné hodnoty odstředivých sil a po následném porovnání s hodnotou odstředivé síly potřebnou pro překlopení vozíku je patrné, že hraničních hodnot pro překlopení vozíku lze dosáhnout pouze v případě, kdy se plně zatížená jízdní souprava pohybuje maximální rychlostí 3 km/h a dojde k levotočivému zatáčení na poloměru  $r \leq 1$  metr. Na základě těchto hodnot je možné například vydat doporučenou maximální rychlost jízdy soupravy během celého úkonu zatáčení  $v_{doporučená} = 2,5$  km/h. Při dodržení tohoto doporučení lze tvrdit, že vozík uvažované koncepce vyhovuje z hlediska odolnosti proti překlopení.

## 8. Závěr

K manipulaci s přívěsem různých velikostí se běžně využívá tažné motorové vozidlo, v krajním případě a za jistých podmínek, například manévrování s prázdným přívěsem při umisťování do prostorově omezených míst jako může být parkovací prostor pro úschovu přívěsu v době jeho nečinnosti, je možno využít lidské síly. Avšak v praxi může nastat komplikace v situaci, kdy je potřeba manipulovat, popřípadě táhnout přívěs, uvnitř kterého je náklad větších hmotností a není tažné vozidlo k dispozici. A proto jak již bylo zmíněno v úvodu, cílem studie bylo řešení problematiky z hlediska možných návrhů motorového vozíku k tažení konkrétního přívěsu týmu Formula student VŠB-TUO za účelem usnadnění manipulace s vozem formule uvnitř přívěsu jak v rámci areálu VŠB-TUO, tak během závodů v soutěži Formula Student.

V úvodních částech studie byl vypracován přehled stávajících zařízení sloužících k tažení přívěsů včetně jejich výhod a nevýhod. Dále následuje přehled podmínek a technických parametrů jak konkrétního uvažovaného přívěsu, závodního vozu formule, ale i nároky terénu, pro které je vozík určen. Na základě těchto parametrů byl vypracován návrh a definice koncepce vozíku, který zahrnuje studii různých konstrukčních řešení, které je třeba zohlednit a kterými je možno se ubírat při návrhu vozíku k tažení přívěsu. Pro potřeby navazujících bodů studie byla z možných řešení použita konkrétní koncepce vozíku, jehož hlavní části jsou v první řadě hlavní rám z ocelových profilů spojených svarovými spoji. V zadní části vozíku se nachází zadní hnací náprava, která se skládá ze dvou kol, nad kterou je umístěno tažné zařízení pro tažení přívěsu. V přední části vozíku jsou umístěny akumulátory, nad nimiž se nachází rám elektromotoru a také planetové převodovky, z které je pomocí řetězového převodu přenášen krouticí moment na zadní hnací nápravu. Řízení vozíku je řešeno pomocí ovládací tyče, která je pevně spojená s hlavním rámem vozíku a pomocí které je možno natáčet vozík do požadovaného směru. Natáčení vozíku v přední části umožňují 2 kusy samostatných kol na vlastních otočných čepích.

V dalších částech studie byly provedeny výpočty vybraných parametrů. Mezi těmito parametry jsou výpočty hodnot hnacích sil a hnacích momentů, kterými musí výsledný vozík disponovat, aby byl vozík schopen tažení přívěsu dané hmotnosti v závislosti na různých režimech jízdy. Mezi nimi jsou rovnoměrný pohyb po vodorovné vozovce, rovnoměrný pohyb ve stoupání, rozjezd na vodorovné vozovce, rozjezd do stoupání. Součástí těchto režimů jízdy je také zohlednění zda se jedná o jízdu samotného vozíku, o

tažení prázdného přívěsu vozíkem, nebo o jízdu vozíku, který táhne přívěs o hmotnosti 900 kg. Na základě požadovaných hodnot byl zvolen vhodný elektromotor o výkonu 1300 W, točivým momentem 3,8 Nm a jmenovitých otáčkách 3200 ot/min, jehož provozní stejnosměrné napětí je 36 V. Pro zvýšení točivého momentu na požadovanou hodnotu vybrána planetová převodovka o převodovém poměru 25 a výstupním točivým momentem 140 Nm. Následoval zjednodušený návrh vhodného řetězového převodu s převodovým poměrem 2. Výsledná hodnota hnací síly na kolech je po zohlednění ztrát 1922 N a hnací moment na kolech je tedy 280 Nm. Následoval výpočet zatížení hnacího hřídele zadní nápravy, z něhož vzešel minimální průměr hnací hřídele, který je 37 mm. Jako zdroj energie pro elektromotor byly zvoleny 3 kusy akumulátoru 12 V – 35 Ah, které díky sériovému zapojení poskytují provozní napětí pro elektromotor ve výši 36 V.

V další části studie byl pomocí programu Catia V5 vytvořen 3D model vozíku, který do největší možné míry odpovídá předem zvolené koncepci a také přizpůsoben výsledkům, které byly získány z výpočtů vybraných parametrů. Z 3D modelu byly získány technické parametry vozíku uvažované koncepce. Délka modelu vozíku je 740 mm, šířka 600 mm a výška 410 mm. Po připevnění ovládací tyče je celková délka modelu vozíku 1310 mm a výška 800 mm. Celková hmotnost modelu vozíku je 61,5 kg, což je odpovídající hodnota vzhledem ke hmotnosti přívěsu. Provedení modelu je uzpůsobeno tak, aby se během chvíle daly snadno demontovat například jednotlivé akumulátory i ovládací tyč a tím byla docílena skladnost vozíku v době nečinnosti, ale také díky menším dílčím hmotnostem zjednodušuje manipulaci. Na vytvořený model rámu byly pomocí funkce pevnostní analýza v programu Autodesk Inventor Professional 2016 aplikovány působící síly a následně byla provedena zjednodušená simulace pevnosti rámu. Dalším údajem, který byl z 3D modelu získán je poloha těžiště, která je potřebná pro další část studie.

Na závěr byl model vozíku otestován z hlediska stability. Nejprve byly provedeny výpočty podélné stability opět při různých režimech jízdy, kterými jsou rovnoměrný pohyb po vodorovné vozovce, rovnoměrný pohyb ve stoupání, rozjezd na vodorovné vozovce, rozjezd do stoupání a to vše pro samostatný vozík, vozík s prázdným přívěsem a vozík s plně zatíženým přívěsem. Na základě výpočtů bylo zjištěno, že dojde ke ztrátě kontaktu předních kol s vozovkou v případě rozjezdu a jízdy soupravy do stoupání. Pro odstranění tohoto problému bylo navrženo řešení přidavných závaží do prostoru před přední nápravu, které zajišťují kontakt předních kol s vozovkou v situaci režimů jízdy do stoupání. Závaží jsou snadno demontovatelná a dají se použít pouze v případě pohybu ve stoupání. Dalšími výpočty z hlediska stability byla podélná stabilita při brzdění opět pro různé režimy jízdy a

následovaly výpočty příčné stability při zatáčení, na základě kterých byl tento model vozíku shledán odolným proti překlopení při zatáčení.

Výsledkem této diplomové práce je studie z mechanického a dynamického hlediska, kterou je možno použít jako postup při vypracovávání plnohodnotného konstrukčního návrhu vozíku k tažení přívěsu. Problematika z hlediska elektroinstalace jako je například elektrické zapojení elektromotoru, provedení ovládacího panelu pro regulace otáček elektromotoru a tím i rychlosti jízdy vozíku nebyla uskutečněna. Hlavním výhodou této studie je snaha zohlednit při jejím vypracování co největší počet situací, které mohou nastat při používání v praxi.

## **Použitá literatura a zdroje:**

- [1] Matějka, R. Vozidla silniční dopravy I. Bratislava: Alfa Bratislava, 1990. ISBN 80-05-00392-7.
- [2] Matějka, R. Vozidla silniční dopravy II. Bratislava: alfa Bratislava, 1990, ISBN 80-7100-074-4.
- [3] Kovanda, J., Resl, I., Socha, J.: Konstrukce automobilů. Praha: ČVUT Praha, 1997. 120 pp., ISBN 80-01-01624-2.
- [4] Kaláb, Květoslav: Části a mechanismy strojů pro bakaláře, části pohonů strojů. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 128 pp., ISBN 978-80-248-1860-3
- [5] Leinveber, J., Řasa, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky. Praha, 1999. 985 pp., ISBN 80-7183-164-6.
- [6] Formula Student VŠB-TUO. [online]. [cit. 2018-03-24]. Dostupné z: <http://formula.vsb.cz/cs/>
- [7] Formula SAE. [online]. [cit. 2018-03-25]. Dostupné z: <https://www.fsaeonline.com/>
- [8] Formula Student team Belgrade. [online]. [cit. 2018-03-18]. Dostupné z: <http://stt.org.rs/>
- [9] The Ohio State University. [online]. [cit. 2018-04-01]. Dostupné z: <https://formulabuckeyes.engineering.osu.edu/>
- [10] Motorised trailer jockey wheel 12v. [online]. [cit. 2018-03-28]. Dostupné z: <https://www.ebay.co.uk/itm/MOTORISED-TRAILER-JOCKEY-WHEEL-12V-MOVER-ELECTRIC-HORSE-FLOAT-AUTOMATIC-BRAKE-UK>
- [11] Ball trailer dolly. [online]. [cit. 2018-03-24]. Dostupné z: <https://www.homedepot.com/p/Trailer-Valet-TVXL-2-0-in-Ball-Trailer-Dolly-TVXL20/300268409>
- [12] Powered electric trailer. [online]. [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <https://www.amazon.com/easi-move-trailer-powered-electric-trailer/dp/b00cd8xihe?tag=indifash06-20>
- [13] Trailer electric power dolly. [online]. [cit. 2018-03-27]. Dostupné z: <https://www.popscreen.com/prod/MTgwNzc4NzIy/5000-lb-Trailer-Electric-Power-Dolly-RV-Mover-Boat-3-Wheels-Battery-Operated-12V>
- [14] 5th wheel mover electric powered. [online]. [cit. 2018-04-01]. Dostupné z: <http://www.saferwholesale.com/5th-Wheel-Mover-Electric-Powered-RV-Transformer-Tr-p/pit-transformer-15k.htm>
- [15] Tažné zařízení. [online]. [cit. 2018-03-28]. Dostupné z: <https://www.ctyrkolky-atv.cz/voziky-a-tazne-koule/62-tazne-zarizeni-pro-ctyrkolky--koule-atv2.html>

- [16] Tažné zařízení. [online]. [cit. 2018-03-24]. Dostupné z:  
<https://www.ctyrkolky-atv.cz/voziky-a-tazne-koule/66-zavesna-chnapka-na-kouli-k-taznemu-zarizeni-.html>
- [17] Souřadný systém vozidla. [online]. [cit. 2018-04-27]. Dostupné z:  
[http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/Moodle/1\\_7.pdf](http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/Moodle/1_7.pdf)
- [18] Car drawing. [online]. [cit. 2018-03-27]. Dostupné z:  
<https://drawinglics.com/s/3d-car-drawing.py>
- [19] Car outline. [online]. [cit. 2018-04-01]. Dostupné z:  
<https://www.shutterstock.com/cs/search/car+outline>
- [20] Pohyb silničních vozidel. [online]. [cit. 2018-04-01]. Dostupné z:  
[http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/Moodle/2\\_4.pdf](http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/Moodle/2_4.pdf)
- [21] Rychlost chůze. [online]. [cit. 2018-04-01]. Dostupné z:  
<http://vzorce.webgarden.cz/rubriky/vzorecky-fyzika/pohyb/informativni-tabulka-rychlosti>
- [22] Stupnice rychlosti větru. [online]. [cit. 2018-04-01]. Dostupné z:  
<https://www.tpocasi.cz/meteorologicke-pojmy/beaufortova-stupnice-sily-vetru/>
- [23] Mechanika styku kolo-vozovka. [online]. [cit. 2018-04-01]. Dostupné z:  
[http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/Moodle/4\\_1.pdf](http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/Moodle/4_1.pdf)
- [24] Elektromotor Volcano Electric. [online]. [cit. 2018-04-01]. Dostupné z:  
[http://www.volcanomotor.com/products/1300w\\_36v\\_3200rpm\\_electric\\_blde\\_motor-en.html](http://www.volcanomotor.com/products/1300w_36v_3200rpm_electric_blde_motor-en.html)
- [25] Planetová převodovka Sesame Motor. [online]. [cit. 2018-04-01]. Dostupné z:  
<http://www.mbmtechnik.cz/sortiment/presne-planetove-prevodovky-148/rada-pgrh/>
- [26] Kategorie silničních vozidel podle EHK. [online]. [cit. 2018-03-14]. Dostupné z:  
[http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/Moodle/1\\_5.pdf](http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/Moodle/1_5.pdf)
- [27] Rozdělení silničních vozidel. [online]. [cit. 2018-05-14]. Dostupné z:  
<http://www.vvvd.cz/m9-stavba-silnicnich-vozidel-24.html>
- [28] Strojnické tabulky. [online]. [cit. 2018-05-14]. Dostupné z:  
[http://users.fs.cvut.cz/~simunale/Studium/stroj\\_tab\\_vavra.pdf](http://users.fs.cvut.cz/~simunale/Studium/stroj_tab_vavra.pdf)
- [29] Výpočet nosných a pohybových hřídelů. [online]. [cit. 2018-05-14]. Dostupné z:  
[http://www.sspu-opava.cz/~dolezi/SPS/2\\_rocnik/26\\_Vypocet\\_nosnych\\_a\\_pohybovych\\_hridelu..pdf](http://www.sspu-opava.cz/~dolezi/SPS/2_rocnik/26_Vypocet_nosnych_a_pohybovych_hridelu..pdf)
- [30] Výpočet hřídelů. [online]. [cit. 2018-03-14]. Dostupné z:  
[http://www.sspu-opava.cz/UserFiles/File/\\_sablon/SPS\\_II/VY\\_32\\_INOVACE\\_C-07-14.pdf](http://www.sspu-opava.cz/UserFiles/File/_sablon/SPS_II/VY_32_INOVACE_C-07-14.pdf)
- [31] Hodnoty dovolených napětí pro ocel. [online]. [cit. 2018-03-14]. Dostupné z:

<https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>

- [32] Trakční baterie. [online]. [cit. 2018-03-14]. Dostupné z:  
<https://www.battery-import.cz/ultracell-2/ultracell-ucg35-12--12v-35ah-vrla-gel-trakcni-baterie/>
- [33] Sériové zapojení akumulátorů. [online]. [cit. 2018-03-14]. Dostupné z:  
<https://www.amazon.com/Connect-Ease/pages/13396088011>
- [34] Přední transportní kolečko. [online]. [cit. 2018-03-14]. Dostupné z:  
<https://www.b2bpartner.cz/transportni-kolecko-s-krytem-100-mm-otocne-cerna-guma/>
- [35] Zadní kolo. [online]. [cit. 2018-03-14]. Dostupné z:  
<https://www.b2bpartner.cz/samostatne-kolo-s-dusi-260-mm-kovovy-disk-cerne-pneu/>
- [36] Kaláb K.: Interaktivní a multimediální PDF:  
Části a mechanismy strojů: Teorie + Projekty, E-Learning systém. VŠB-TU Ostrava,  
2015. 398 pp.